

Audi-Dissertationsreihe, Band 115



# **Thermomanagement im batteriebetriebenen Pkw unter Nutzung eines Kaltdampfprozesses mit Sekundärkreislaufsystem**

Von der Fakultät für Maschinenbau  
der Technischen Universität Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig

zur Erlangung der Würde eines  
Doktor - Ingenieurs (Dr. - Ing.)

genehmigte  
**Dissertation**

von: Jan Christoph Menken  
aus: Achim (bei Bremen)

eingereicht am: 12. November 2015  
mündliche Prüfung am: 9. Mai 2016

Gutachter: Prof. Dr. - Ing. Jürgen Köhler  
Prof. Dr. techn. René Rieberer

2016

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek  
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der  
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten  
sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

1. Aufl. - Göttingen: Cuvillier, 2016

Zugl.: (TU) Braunschweig Univ., Diss., 2016

© CUVILLIER VERLAG, Göttingen 2016

Nonnenstieg 8, 37075 Göttingen

Telefon: 0551-54724-0

Telefax: 0551-54724-21

[www.cuvillier.de](http://www.cuvillier.de)

Alle Rechte vorbehalten. Ohne ausdrückliche Genehmigung  
des Verlages ist es nicht gestattet, das Buch oder Teile  
daraus auf fotomechanischem Weg (Fotokopie, Mikrokopie)  
zu vervielfältigen.

1. Auflage, 2016

Gedruckt auf umweltfreundlichem, säurefreiem Papier  
aus nachhaltiger Forstwirtschaft.

ISBN 978-3-7369-9349-5

eISBN 978-3-7369-8349-6

# Vorwort

Diese Arbeit entstand zwischen 2011 und 2015 in der Abteilung „Simulation Strömungstechnik/Thermomanagement elektrifizierte Fahrzeuge“ bei der AUDI AG in Ingolstadt in Zusammenarbeit mit dem Institut für Thermodynamik der Technischen Universität Braunschweig.

Zunächst danke ich Prof. Dr. - Ing. Jürgen Köhler von der Technischen Universität Braunschweig für die inhaltliche Betreuung der Arbeit sowie Prof. Dr. techn. René Rieberer von der Technischen Universität Graz für die Erstellung des Zweitgutachtens für diese Dissertation. Bei Prof. Dr.-Ing. Christoph Herrmann von der Technischen Universität Braunschweig bedanke ich mich für die Übernahme des Prüfungsvorsitzes.

Den Mitarbeitern des Instituts für Thermodynamik der TU Braunschweig sowie der TLK Thermo GmbH, insbesondere Dr. - Ing. Wilhelm Tegethoff und Dr. - Ing. Nicholas Lemke, danke ich für die intensiven wissenschaftlichen Diskussionen.

Herzlich danken möchte ich meinen Vorgesetzten und Kollegen bei der AUDI AG: Namentlich Dr. techn. Wolfgang Puntigam und Ernst-Peter Wachsmann für die Initiierung des Projekts, Dr. - Ing. Klaus Straßer für die permanente Unterstützung in allen Bereichen dieser Arbeit sowie Dr. - Ing. Jan Erik Körner für die vielen fachlichen Diskussionen. Ein besonderer Dank gilt meinem Doktoranden-Kollegen Thomas Weustefeld für die vielen inhaltlichen Diskussionen sowie für die gemeinsamen Veröffentlichungen und Projekte, welche die Doktorandenzeit abwechslungsreich und unvergesslich haben werden lassen. Ich freue mich sehr, mit dieser Arbeit die Grundlagen für seine methodischen Untersuchungen geschaffen zu haben.

Ich bedanke mich bei Manuel Schwarz, Sophie Havenstein, Adrian Lenz, Jonathan Krost, Julian Beyer, Martin Ricke, Miguel Ángel Gaspar Celda, Patrick Schmidt, Claudia Cöper, Johannes Walter und Lukas Zollner für ihren außerordentlichen Einsatz und ihre beeindruckenden Ergebnisse im Rahmen eines Praktikums oder einer Abschlussarbeit.

Für die rückhaltlose Unterstützung, beim Verfassen dieser Arbeit und darüber hinaus, danke ich meinen Eltern Bärbel und Dieter von Herzen. Ganz besonders danke ich Imke für ihre außerordentliche Rücksicht und moralische Unterstützung während der intensiven Arbeitsphasen sowie für die gemeinsam verbrachte Zeit abseits des Laptops, die den nötigen Ausgleich geschaffen hat.



# Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die theoretische und experimentelle Untersuchung sowie die Bewertung eines Sekundärkreislaufsystems mit kompaktem Kältemittelkreislauf für das Pkw-Thermomanagement am Beispiel eines batteriebetriebenen Fahrzeugs beschrieben und diskutiert. Mit dem steigenden Grad der Elektrifizierung des Antriebsstrangs verringert sich die zur Verfügung stehende Abwärme des Verbrennungsmotors. Zusätzlich haben neue thermische Quellen und Senken einen großen Einfluss auf die Wärme- und Energiebilanz im Fahrzeug und stellen neben der unveränderten Kundenerwartungshaltung nach thermischem Komfort im Fahrzeuginnenraum weitere Anforderungen an das Pkw-Thermomanagement. Eine Möglichkeit, diese Ansprüche zu erfüllen, ist der Einsatz eines Sekundärkreislaufsystems. Dabei werden die elektrischen Antriebskomponenten sowie der Fahrzeuginnenraum und die Fahrzeugumgebung über Sekundärfluidkreisläufe an einen kompakten Kältemittelkreislauf angebunden.

Zunächst wird ein solches Sekundärkreislaufsystem modelliert; anschließend erfolgt die Kalibrierung des Modells durch eine R-134a-Versuchsanlage. Unter typischen, für die Innenraumklimatisierung repräsentativen stationären und dynamischen Randbedingungen werden simulative Untersuchungen eines Sekundärkreislaufsystems im Wärmepumpen-, Entfeuchtungs- und Kühlbetrieb durchgeführt. Dazu zählen Betrachtungen zur Kältemittelmengenreduktion in kompakten Kältemittelkreisläufen, Aussagen zur Positionierung des Kompaktkältemittelkreislaufs im Vorderwagen sowie ein Vergleich verschiedener Sekundärkreislaufsysteme mit einer konventionellen Klimaanlage. Bewertungsgrößen sind die benötigte elektrische Energie des Kältemittelverdichters oder gegebenenfalls eines elektrischen Zuheizers sowie die in den Wärmeübertragern produzierte Entropie.

Unter Berücksichtigung des Mobilitätsverhaltens und der klimatischen Randbedingungen wird in dieser Arbeit eine neuartige Methode zur Bewertung des Jahresenergieverbrauchs eines Pkw-Thermomanagementsystems entwickelt. Dabei werden die Fahr- und Parkzeiten eines Fahrzeugs im Tagesverlauf berücksichtigt und mit repräsentativen klimatischen Randbedingungen verknüpft. Diese allgemeingültige Methode kann über die hier gezeigte beispielhafte Anwendung hinaus in Verbindung mit geeigneten Simulationsmodellen zur Untersuchung des Aufheiz- und Abkühlverhaltens der thermischen Massen im Fahrzeug sowie zur Bewertung von Strategien zur Vorkonditionierung eingesetzt werden.

Da sich hermetisch gekapselte Kompaktkältemittelkreisläufe für den Einsatz alternativer, gegebenenfalls auch brennbarer Kältemittel eignen, erfolgt zudem ein simulativer Vergleich unterschiedlicher Drop-In-Kältemittel für ein R-134a-System. Zur Bewertung des Kältemittels R-744 werden entsprechende Anpassungen im Simulationsmodell vorgenommen. Die verschiedenen Kältemittel werden auf ihre Leistungsfähigkeit zur Innenraumkühlung bei hohen und zur Innenraumaufheizung bei niedrigen Umgebungstemperaturen hin untersucht.





# Abstract

This work describes the theoretical and experimental investigation as well as the evaluation of an automotive secondary loop system with a compact refrigerant cycle for a battery electric vehicle. Due to the electrification of the drivetrain, less waste heat is provided by the internal combustion engine. Combined with unchanged customer demands for thermal comfort, new heat sinks and sources influence the vehicle's overall heat and energy balance and pose increased demands on the vehicle thermal management system. One option to fulfill these requirements is the implementation of a secondary loop system. This system connects the electric drivetrain components, the passenger compartment, and the environment via secondary fluid loops to a compact refrigeration cycle.

First, such a secondary loop system is modeled and subsequently calibrated with an R-134a test bench. Simulations of this secondary loop systems are conducted for representative stationary and transient boundary conditions in heat pump, reheat and cooling mode. These conditions contain observations of refrigerant mass reduction in the compact refrigeration unit, the positioning of this unit in the vehicle front section, as well as a comparison between different secondary loop systems with a conventional refrigerant cycle. Evaluation parameters are the electric energy consumption of the electric compressor or, if existing, the electric heater as well as the produced entropy within the heat exchangers.

Under consideration of the mobility behaviour and the ambient boundary conditions, a new method for the estimation of the energy consumption of a vehicle thermal management system is developed. This is done by considering the driving and parking periods in the course of the day and connecting them with representative climatic conditions. This universal method can be used beyond the exemplary application shown in this work. In combination with appropriate simulation models for the heat up or cool down of the vehicle's thermal masses, the method can be used to evaluate pre-conditioning strategies.

As hermetic encapsulated refrigerant cycles are suitable for the insertion of alternative, possibly even flammable, refrigerants, different drop-in refrigerants for an R-134a system are evaluated by simulation. For the assessment of R-744, appropriate adjustments of the simulation model have to be implemented. Various refrigerants are judged in terms of heating and cooling capacity.



# Inhaltsverzeichnis

<b>1</b>	<b>Einleitung</b>	<b>1</b>
1.1	Motivation . . . . .	1
1.2	Stand der Wissenschaft und Technik . . . . .	2
1.3	Ziele der Arbeit . . . . .	5
1.4	Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit . . . . .	7
<b>2</b>	<b>Grundlagen und Gegenüberstellung von konventionellen Thermomanagementkonzepten und Sekundärkreislaufsystemen</b>	<b>9</b>
2.1	Grundlagen des Kaltdampfprozesses . . . . .	9
2.2	Arbeitsmedien . . . . .	12
2.3	Aufbau einer konventionellen automobilen Klimaanlage . . . . .	16
2.4	Aufbau eines Sekundärkreislaufsystems . . . . .	22
<b>3</b>	<b>Modellierung eines Sekundärkreislaufsystems</b>	<b>27</b>
3.1	Komponentenmodellierung . . . . .	27
3.2	Aufbau des Gesamtsystems . . . . .	36
<b>4</b>	<b>Experimentelle Untersuchungen und Modellkalibrierung</b>	<b>39</b>
4.1	Aufbau und Betrieb der Versuchsanlage . . . . .	39
4.2	Bestimmung der Kältemittelfüllmenge . . . . .	43
4.3	Modellkalibrierung in ausgewählten Betriebspunkten . . . . .	45
<b>5</b>	<b>Simulative Untersuchung des Kältemittelkreislaufs im Stationärbetrieb</b>	<b>47</b>
5.1	Reduktion der Kältemittelfüllmenge durch kompakte Bauweise . . . . .	47
5.2	Sensitivitätsuntersuchungen bei konstanter Verdampferleistung . . . . .	49
<b>6</b>	<b>Simulative Gesamtfahrzeuguntersuchungen im Dynamikbetrieb</b>	<b>55</b>
6.1	Randbedingungen . . . . .	55
6.2	Einfluss der thermischen Massen auf den Sekundärfluidseiten . . . . .	58
6.3	Vergleich von Sekundärkreislaufsystemen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf . . . . .	62
<b>7</b>	<b>Entwicklung einer Bewertungsmethodik unter Berücksichtigung des Mobilitätsverhaltens und der klimatischen Randbedingungen</b>	<b>71</b>
7.1	Grundlagen . . . . .	71
7.2	Verwendete Datensätze . . . . .	72
7.3	Vorgehensweise für die Datenreduktion . . . . .	74
7.4	Vergleich des Jahresenergieverbrauchs einer konventionellen R-134a-Klimaanlage mit einem R-134a-Sekundärkreislaufsystem . . . . .	81

<b>8 Vergleich verschiedener Kältemittel für Kompaktkältemittelkreisläufe</b>	<b>85</b>
8.1 Medienauswahl . . . . .	85
8.2 Systemanpassungen für R-744 als Kältemittel . . . . .	89
8.3 Simulativer Kältemittelvergleich . . . . .	93
<b>9 Zusammenfassung und Ausblick</b>	<b>101</b>
9.1 Zusammenfassung . . . . .	101
9.2 Ausblick . . . . .	102
<b>A Ergänzungen zur Systemmodellierung</b>	<b>105</b>
<b>B Fehlerfortpflanzung</b>	<b>107</b>
<b>C Herleitung der thermodynamischen Temperatur <math>T_m</math> für die Entropieanalyse</b>	<b>111</b>
<b>D Wärmeübergangskoeffizient der umströmten Leitungen im Vorderwagen</b>	<b>113</b>
<b>E Fehleranalyse für die neuartige Bewertungsmethodik</b>	<b>115</b>
<b>Nomenklatur</b>	<b>117</b>
<b>Literaturverzeichnis</b>	<b>123</b>

# 1 Einleitung

## 1.1 Motivation

Seit über einem Jahrhundert werden Personenkraftwagen (Pkw) vorwiegend mit einem Verbrennungsmotor betrieben. Aufgrund von umweltpolitischen Beschlüssen, Ressourcenknappheit sowie den Wünschen der Kunden nach ökologischen und ökonomischen Fahrzeugen [BU14] wurden in den letzten Jahren neue Antriebskonzepte auf den Markt gebracht. Die Entwicklung vom Verbrennungsmotor hin zu alternativen Antriebstechnologien hat einen großen Einfluss auf die Wärme- und Energiebilanz im Fahrzeug. Neben der unveränderten Kundenerwartungshaltung nach thermischem Komfort im Fahrzeuginnenraum stellen zusätzliche elektrische Antriebskomponenten wie die Batterie, die Leistungselektronik sowie der elektrische Motor weitere Anforderungen an das Pkw-Thermomanagement [BT10].

Da im Gegensatz zu konventionell angetriebenen Fahrzeugen die Abwärme des Verbrennungsmotors für das Heizen als Hauptwärmequelle oft nicht mehr ausreichend oder gar nicht verfügbar ist, müssen neue Heizkonzepte entwickelt werden. Auch die Grenztemperaturen der elektrischen Antriebskomponenten liegen im Vergleich mit denen eines Verbrennungsmotors wesentlich niedriger, sodass bei Hybrid-Fahrzeugen zwei Temperaturbereiche mit den Kühlmittelkreisläufen des Fahrzeugs abgedeckt werden müssen. Weiterhin kann es bei hohen Umgebungstemperaturen erforderlich sein, die Hochvoltbatterie mit Hilfe des Kältemittelkreislaufs auf ein Temperaturniveau unterhalb des Umgebungsniveaus zu kühlen [BGF11]. Eine weitere Herausforderung bei der Entwicklung eines Thermomanagement-Konzepts für elektrifizierte Pkw ist die Integration in bestehende Fahrzeugarchitekturen bei unveränderten Anforderungen hinsichtlich Fahrkomfort und Betriebssicherheit auch unter extremen klimatischen Bedingungen [Pis+14]. Vor allem der Kältemittelkreislauf, der in konventionellen Fahrzeugen ausschließlich der Klimatisierung des Fahrzeuginnenraums dient, wird in Zukunft vielseitige Heiz- und Kühlaufgaben übernehmen müssen und kann nicht mehr als ein entkoppeltes, isoliertes System betrachtet werden [Eur15]. Dies führt bei elektrifizierten Fahrzeugen oft zu einer Erhöhung der Komplexität des Kältemittelkreislaufs [Zho10, SH13, Jel+14].

Bei elektrisch betriebenen Fahrzeugen stellt das Thermomanagement den größten Nebenverbraucher dar und kann die elektrische Reichweite je nach Betriebsbedingungen um bis zu 50% reduzieren [FR00, Kon+11, SS14, SFF14, KLL15]. Dies gilt sowohl für teil-elektrifizierte Hybrid-Fahrzeuge (*PHEV* - Plug-In Hybrid Electric Vehicle) als auch für rein batterieelektrisch betriebene Pkw (*BEV* - Battery Electric Vehicle). Ein wesentlicher Fokus bei der Entwicklung solcher Fahrzeuge liegt daher auf der Systemeffizienz, da der

Energiegehalt eines geladenen Hochvoltspeichers wesentlich kleiner als der eines gefüllten Kraftstofftanks ist. Vor allem bei batteriebetriebenen Elektrofahrzeugen wirkt sich eine Verminderung der für das Heizen oder Kühlen benötigten Energie positiv auf die elektrische Reichweite des Fahrzeugs aus.

## 1.2 Stand der Wissenschaft und Technik

### 1.2.1 Sekundärkreislaufsysteme

Eine Möglichkeit, den steigenden Anforderungen an das Thermomanagement zu begegnen, ist der Einsatz von Sekundärkreislaufsystemen mit einem kompakten Kältemittelkreislauf [GCB07]. Dabei wird ein zentraler Kältemittelkreislauf über Sekundärfluidkreisläufe an die elektrischen Antriebskomponenten angebunden. Sekundärkreislauffluid-Wärmeübertrager für die Temperierung der in den Fahrzeuginnenraum eintretenden Luft sind im Klimagerät verbaut. Ein weiterer Wärmeübertrager in der Fahrzeugfront stellt eine thermische Verbindung des Sekundärkreislauffluids mit der Umgebungsluft her. Im Gegensatz zu konventionellen Klimaanlageanlagen, bei denen sich der Kältemittelverflüssiger in der Fahrzeugfront und der Verdampfer im Klimagerät befindet, erlauben Sekundärkreislaufsysteme eine kompakte und modulare Bauweise. Zudem ist die hermetische und crashsichere Kapselung des kältemittelführenden Primärkreislaufs möglich. Aus diesem Grund eignen sich Kompaktkältemittelkreisläufe auch für den Einsatz von alternativen Kältemitteln, die teilweise eine hohe Entflammbarkeit besitzen. Bereits seit den 1990er Jahren werden solche Systeme für Pkw diskutiert [WOV97, Gho99], im Bereich der Omnibusklimatisierung sind sie vereinzelt serienmäßig eingesetzt [May98, Umw10]. Aufgrund der aktuellen Herausforderungen, die neue, elektrifizierte Antriebs- und Klimatisierungskonzepte mit sich bringen, rückt der Einsatz von Sekundärkreislaufsystemen im Pkw wieder in den Fokus [MS10, Kow+12, Eis12, Mal+12, MMW13, Lem15, Lin+14].

In bisher veröffentlichten Untersuchungen zu Sekundärkreislaufsystemen von Ghodbane et al. [GCB07], Eisele [Eis12] oder Lemke [Lem15] liegt der Fokus meist auf energetischen Bewertungen unter hohen Umgebungstemperaturen ( $T_{\text{Umg}} \geq 20^\circ\text{C}$ ). Nur wenige Veröffentlichungen [Kow+12] gehen auf die Möglichkeit der Nutzung der Abwärme der elektrischen Antriebskomponenten und den Betrieb des kompakten Kältemittelkreislaufs in einem Wärmepumpenmodus zum Heizen des Fahrzeuginnenraums ein.

Während Eisele [Eis12] ein System beschreibt, das lediglich auf der Verdampferseite mit einem Sekundärkreislauf ausgerüstet ist und dies mit einem konventionellen System vergleicht, leistet Lemke [Lem15] einen Beitrag zur Beschreibung und Bewertung eines Sekundärkreislaufs auf der Verdampfer- und Verflüssigerseite im Vergleich mit einem konventionellen Referenzsystem. Ein systematischer Vergleich einer konventionellen Pkw-Klimaanlage mit verschiedenen Ausprägungen von Sekundärkreislaufsystemen (Verdampfer- und/oder Verflüssigerseite mit einem Sekundärkreislauf) im Bezug auf die für den Fahrzeuginnenraum nutzbare Heiz- oder Kühlleistung ist nicht bekannt.

Aufgrund des unterschiedlichen Anlagenverhaltens und der verschiedenen Anforderungen im dynamischen Betrieb war ein Vergleich von konventionellen Klimaanlage mit Sekundärkreislaufsystemen bisher kaum möglich [Lem15]. Zudem bleibt der durch die Klimaanlage herbeigeführte Mehrverbrauch in zulassungsrelevanten Fahrzyklen und Bewertungskriterien bisher weitgehend unberücksichtigt. Abhilfe könnte eine Überprüfung des Energieverbrauchs von Klimaanlage in einem zusätzlichen Fahrzyklus schaffen, durch den die Entwicklung und der Verkauf energieeffizienter Anlagen gefördert werden können [SJ10].

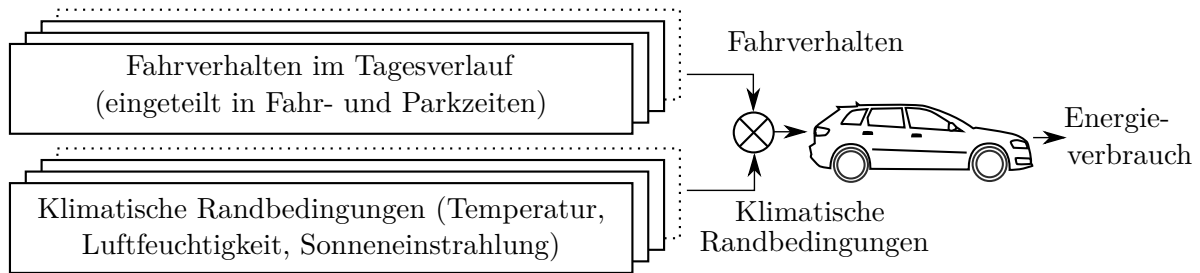
In einer Vielzahl von Arbeiten wird auf die veränderte Betriebscharakteristik von Sekundärkreislaufsystemen im Vergleich zu konventionellen Klimaanlage verwiesen. Aufgrund der thermischen Kapazitäten in den Sekundärfluidkreisläufen unterscheidet sich das dynamische Verhalten. Ling et al. [Lin+14] bewerten den Einfluss der Fluidmasse im niederdruckseitigen Sekundärkreislauf beim Abkühlen des Innenraums innerhalb definierter Randbedingungen. Auch bei Lemke [Lem15] werden energetische Einspeicherungen in der thermischen Masse der Sekundärkreisläufe ausschließlich während definierter stationärer und transienter Fahrzustände berücksichtigt, die lediglich durch Leerlaufphasen im Sekundenbereich unterbrochen sind. Hierbei sei auch Eisele [Eis12] erwähnt, der in seiner Bewertung die Länge der Leerlaufphasen während definierter Zyklen verdreifacht.

Vor allem aufgrund der Möglichkeit einer hermetischen Kapselung eignen sich Sekundärkreislaufsysteme für den Einsatz alternativer, gegebenenfalls auch brennbarer Kältemittel. So wird bereits der Einsatz von R-152a [GCB07], dem hochentzündlichen Propan (R-290) [WOV97, Eis12] oder dem umweltfreundlichen, natürlichen Kältemittel R-744 ( $CO_2$ , Kohlenstoffdioxid) [ixe13] beschrieben; ein Vergleich der verschiedenen Kältemittel in einem Kompaktkältemittelkreislauf ist jedoch noch nicht bekannt und erfolgt daher in dieser Arbeit.

### 1.2.2 Bewertungs- und Prüfkriterien für das Pkw-Thermomanagement

Obwohl in der Automobilindustrie ein großer Aufwand betrieben wird, messbare Ziele wie beispielsweise maximale Leistung bei einem minimalen Schadstoffausstoß und Energieverbrauch verschiedener Teilsysteme zu gewährleisten, werden zwei Einflussfaktoren oft nur unzureichend berücksichtigt. Zum einen ist dies das Mobilitätsverhalten der Kunden (insbesondere im Verlauf eines Tages) und zum anderen die während der Fahrten auftretenden klimatischen Randbedingungen (siehe Abbildung 1.1). Da das Pkw-Thermomanagement neben dem Antriebsstrang den größten Energiebedarf in einem batteriebetriebenen Elektrofahrzeug hat [FR00, Kon+11, KLL15], sind die Effizienzen der Heiz-, Kühl- und Klimatisierungssysteme somit von besonderer Bedeutung. In den meisten zulassungsrelevanten Zyklen wird die Energieaufnahme des Thermomanagements jedoch nicht berücksichtigt. Dazu zählen der neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ) [EU 98], die United States Federal Test Procedure (FTP) [US 14] oder auch die verschiedenen Artemis-Zyklen [And04]. Lediglich die SC03 Supplemental Federal Test Procedure [US 12a] und die so genannte

*5-Cycle-Method* [US 06] berücksichtigen den Einfluss der Klimaanlage auf die Motorlast und somit die Pkw-Emissionen.



**Abbildung 1.1:** Einflüsse auf den Energieverbrauch von Pkw-Teilsystemen.

Die Auslegung und Dimensionierung der verschiedenen Komponenten für das Thermomanagement erfolgt meist unter stationären Extrembedingungen, die in firmenspezifischen und nationalen Standards dokumentiert sind. Für die Bewertung von Heizsystemen und Klimaanlage in der Automobilindustrie haben sich der Heizleistungstest nach VDA-Richtlinie 220 [Ver05] bzw. der so genannte Pulldown-Test [Ham08] für den Klimatisierungsbetrieb etabliert. Bei diesen beschriebenen Testverfahren steht die Bewertung der Leistungsfähigkeit der Systeme im Vordergrund. Hierzu zählen das Aufheizen der Fahrzeugkabine bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Umg}} = -20^\circ\text{C}$  sowie eine Abkühlung des Innenraums bei einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Umg}} = 40^\circ\text{C}$ , einer Luftfeuchtigkeit von  $\varphi_{\text{Umg}} = 40\%$ , einer solaren Einstrahlung von  $\dot{q}_{\text{sol}} = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$  sowie einer entsprechenden Vorkonditionierung. Zwar sind eine schnelle Aufheizung oder Abkühlung des Innenraums wesentliche Kundenanforderungen; für eine Bewertung der Effizienz im Jahresverlauf sind sie jedoch ungeeignet. Hierfür sind nicht die eventuell auftretenden Extremwerte, sondern vielmehr die durchschnittlichen repräsentativen Betriebsbedingungen von Bedeutung.

Eine umfassende Übersicht wissenschaftlicher Veröffentlichungen zum Fahrverhalten in Kombination mit Wetterdaten zeigt Strupp [Str11]. Dazu zählen die teilveröffentlichten Lastprofile der Firma Behr [Kam+96], das *Average Mobile Customer Usage Model* von Duthie [Dut02], das Berechnungswerkzeug *GREEN-MAC-LCCP* [PHB08] sowie die für die Forschungsvereinigung Automobiltechnik (FAT) entwickelte Datenbank *Klimatische Daten und Pkw-Nutzung* [SL09], in welcher klimatische Daten mit der Pkw-Nutzung und der Bevölkerungsdichte verknüpft sind.

Werden verschiedene Klimaanlage systeme miteinander verglichen (beispielsweise mit unterschiedlichen Kältemitteln oder verschiedenen Bauformen), so wird oft die jeweilige Kälteleistung als Bewertungsgröße herangezogen. Meist werden die Anlagen jedoch nicht auf den gleichen Wert für die Heiz- bzw. Kühlleistung geregelt. So ist zu beobachten, dass weder bei Untersuchungen verschiedener Kältemittel [Mem+05, Min06] noch beim Vergleich unterschiedlicher Anlagensysteme (konventionelle Klimaanlage und Sekundärkreislaufsystem) [Gho00, Kow+12] auf eine vergleichbare Kühlleistung geregelt wird. Alternativ dazu besteht die Möglichkeit, die zu vergleichenden Anlagen auf die selbe Kühlleistung zu regeln, was jedoch wiederum keinerlei Aussage hinsichtlich dynamischer Effekte zulässt. Lediglich Fietz et al. [FG07] regeln ihre Anlagen beim Vergleich von R-134a mit R-744



im Dynamikbetrieb auf die gleiche Kälteleistung. Eine weitere Möglichkeit für den Vergleich von Anlagen mit unterschiedlicher Betriebscharakteristik ist eine Integration der Anlagenleistung über die Versuchsdauer, wodurch der jeweiligen Anlagencharakteristik im dynamischen Betrieb Rechnung getragen werden kann [Eis12]. Im Hinblick auf den simulativen Vergleich von Sekundärkreislaufsystemen mit konventionellen Kältemittelkreisläufen schlägt Lemke [Lem15] den Vergleich der integrierten Kälteleistung am Ende des betrachteten transienten Fahrzustands vor. Im Falle einer Abweichung ist das Simulationsmodell des „leistungsschwächeren“ Systems zum Beispiel durch eine Vergrößerung des Hubvolumens, der Verdichterdrehzahl oder der Wärmeübertragungsfläche entsprechend anzupassen.

Eine Methodik zur Beschreibung des repräsentativen Fahrverhaltens im Tagesverlauf unter der Berücksichtigung von Fahr- und Parkzeiten sowie klimatischen Umgebungsbedingungen ist nicht bekannt und wird daher in dieser Arbeit beschrieben [Men+15a].

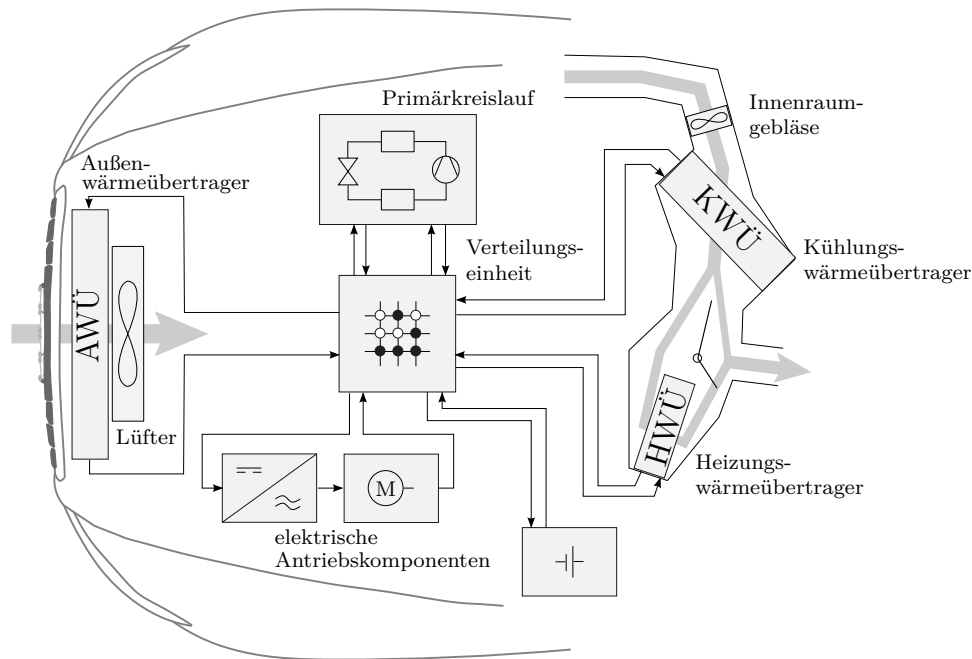
## 1.3 Ziele der Arbeit

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung und Bewertung eines Sekundärkreislaufsystems mit kompaktem Kältemittelkreislauf für das Pkw-Thermomanagement. Abbildung 1.2 zeigt den schematischen Aufbau des in dieser Arbeit untersuchten Systems. Alle dargestellten und für das Thermomanagement eines batteriebetriebenen Fahrzeugs relevanten Komponenten sind über Sekundärkreisläufe indirekt an den zentralen primären Kältemittelkreislauf angebunden. Die Verteilung der an das Sekundärfluid gebundenen Enthalpieströme erfolgt über eine kompakte Verteilereinheit, mit deren Hilfe verschiedene Verschaltungszustände dargestellt werden können.

Die wesentlichen Schwerpunkte dieser Arbeit sind:

**Bewertung von Sekundärkreislaufsystemen für die Innenraumklimatisierung unter typischen Betriebsbedingungen im Jahresverlauf:** Dies umfasst neben dem bisher hinreichend untersuchten Verhalten bei hohen Umgebungstemperaturen (Klimatisierungsbetrieb) auch den Betrieb einer Wärmepumpe im Heiz- und Reheat-Modus. Der in dieser Arbeit vorgestellte integrierte Ansatz unter Einbindung der elektrischen Antriebskomponenten (Leistungselektronik, Elektromotor) wird zusätzlich bei niedrigen und gemäßigten Umgebungstemperaturen untersucht. So kann der Kältemittelkreislauf unter Nutzung der elektrischen Abwärmen von E-Maschine, Leistungselektronik und gegebenenfalls auch der Batterie in einem Wärmepumpenmodus zum Heizen des Fahrgastraums betrieben werden.

**Simulativer Vergleich des dynamischen Betriebsverhaltens von Sekundärkreislaufsystemen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf:** Die vorliegende Arbeit vergleicht simulativ das dynamische Betriebsverhalten von Systemen, welche teilweise oder vollständig mit einem Sekundärkreislauf auf der Verdampfer- und/oder Verflüssigerseite versehen sind, mit dem einer konventionellen Serienanlage.



**Abbildung 1.2:** Grundlegender schematischer Aufbau des in dieser Arbeit untersuchten Sekundärkreislaufsystems mit einem kältemittelführenden Primärkreislauf. Die Verteilereinheit ermöglicht die Darstellung verschiedener vom jeweiligen Betriebsfall abhängiger Verschaltungszustände auf der Sekundärfluidseite.

**Entwicklung und Anwendung einer neuen klimatisierungsrelevanten Bewertungsmethodik unter Berücksichtigung des Mobilitätsverhaltens zur Bewertung des Jahresenergieverbrauchs für ein Thermomanagementsystem:** Für eine mögliche Untersuchung des Einflusses thermischer Massen und Strategien zur Vorkonditionierung eines Pkw-Systems soll das Bewegungsprofil des Fahrzeugs im Tagesverlauf unter der Berücksichtigung von Parkzeiten beschrieben werden. Aus diesem Grund wird in dieser Arbeit eine Methode zur repräsentativen Beschreibung des Fahrverhaltens im Tagesverlauf entwickelt und deren Anwendungsmöglichkeiten aufgezeigt.

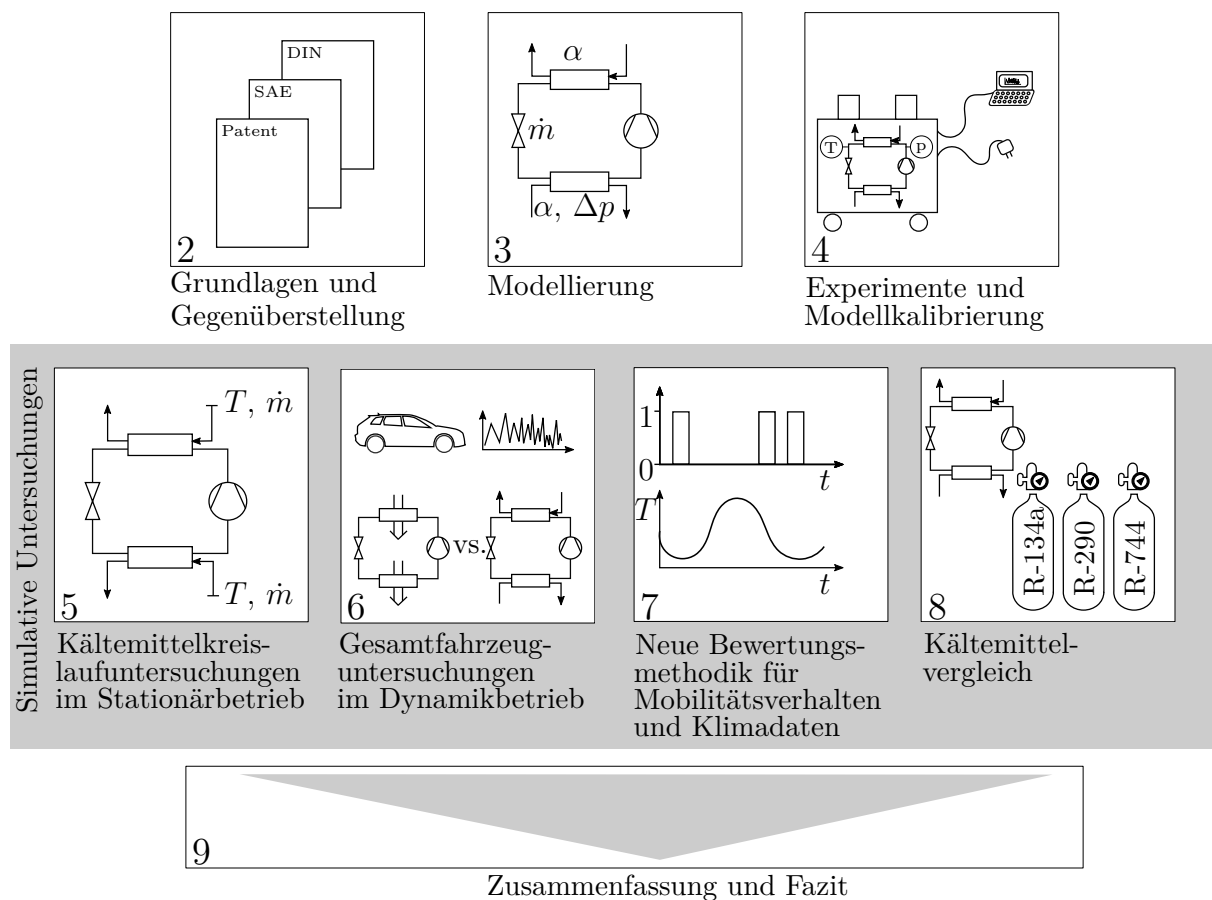
**Vergleich verschiedener Kältemittel (R-134a, R-1234yf, R-290, R-744 u. a.) für den Einsatz in Kompaktkältemittelkreisläufen:** Aufgrund der Möglichkeit einer hermetischen Kapselung eignen sich Kompaktkältemittelkreisläufe für den Einsatz von alternativen Kältemitteln, die teilweise eine hohe Entflammbarkeit besitzen. Die Einsatzmöglichkeiten verschiedener als Drop-In für R-134a-Anlagen geeigneter Kältemittel (wie beispielsweise Kohlenwasserstoffe) werden in der vorliegenden Arbeit unter extremen Randbedingungen simulativ bewertet. Durch entsprechende Modifikationen des Simulationsmodells erfolgt zudem eine Bewertung des umweltfreundlichen, natürlichen Kältemittels R-744 ( $\text{CO}_2$ , Kohlenstoffdioxid).

Alle simulativen Untersuchungen in dieser Arbeit basieren auf Annahmen eines batteriebetriebenen Elektrofahrzeugs der Kompaktklasse. Meist wird bei dieser Art von Fahrzeugen ein drehzahlgesteuerter, elektrischer Verdichter im Kältemittelkreislauf verwendet. Bei allen folgenden Untersuchungen kommt zudem ein elektrisches Expansionsventil zum Einsatz. Somit können zwei Freiheitsgrade (die Drehzahl des Verdichters und der Öff-

nungsquerschnitt des Expansionsventils) für den Betrieb eines Kältemittelkreislaufs zur Einstellung sämtlicher Betriebsbedingungen ausgenutzt werden.

## 1.4 Vorgehensweise und Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit gliedert sich in insgesamt 9 Kapitel. Abbildung 1.3 zeigt die schematische Darstellung des Aufbaus dieser Arbeit.



**Abbildung 1.3:** Schematische Darstellung des Aufbaus dieser Arbeit.

**Kapitel 2** enthält Grundlagen zum Kaltdampfprozess und stellt die grundsätzlichen Aufbauten von konventionellen Pkw-Klimatisierungssystemen und Sekundärkreislaufsystemen gegenüber. Es werden zudem die Rahmenbedingungen für den Einsatz verschiedener Kältemittel vorgestellt.

**Kapitel 3** beschreibt den Aufbau der in dieser Arbeit verwendeten Simulationsmodelle. Die Komponenten des primären Kältemittelkreislaufs sowie der Sekundärkreisläufe werden vorgestellt. Ein besonderer Schwerpunkt liegt hierbei in der Modellierung von Plattenwärmeübertragern. Zudem werden der Aufbau und die Regelung des Gesamtsystems beschrieben.

**Kapitel 4** geht auf die Versuchsanlage zur Kalibrierung des Simulationsmodells für den primären Kältemittelkreislauf ein. Die Komponenten, die Messtechnik sowie der Betrieb der Anlage werden beschrieben. Die Kältemittelfüllmenge wird experimentell bestimmt und das Simulationsmodell des Kältemittelkreislaufs in ausgewählten Betriebspunkten kalibriert.

**Kapitel 5** enthält die Ergebnisse der simulativen Untersuchungen des primären Kältemittelkreislaufs im Stationärbetrieb. Es werden die Potentiale einer Reduktion der Kältemittelfüllmenge durch kompakte Bauweise aufgezeigt sowie die Ergebnisse verschiedener Sensitivitätsanalysen für den Aufbau und den Betrieb des primären Kältemittelkreislaufs vorgestellt.

**Kapitel 6** beschreibt die simulativen Untersuchungen des Betriebs von Sekundärkreislaufsystemen im Fahrzeug. Zunächst werden die Randbedingungen für die dynamischen Untersuchungen vorgestellt. Weiterhin wird der Einfluss der Positionierung des kompakten Kältemittelkreislaufs im Vorderwagen untersucht. Der Schwerpunkt dieses Kapitels liegt auf dem Vergleich von Sekundärkreislaufsystemen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf.

**Kapitel 7** enthält die Entwicklung einer neuen klimarelevanten Bewertungsmethodik unter statistischer Berücksichtigung des Fahrverhaltens zur Ermittlung des Jahresenergieverbrauchs von Thermomanagementsystemen. Hierbei wird das Bewegungsprofil eines Fahrzeugs im Tagesverlauf berücksichtigt. Anschließend wird eine Anwendung dieser Methode für den Vergleich der in dieser Arbeit diskutierten Sekundärkreislaufsysteme mit einer konventionellen Serienanlage vorgestellt.

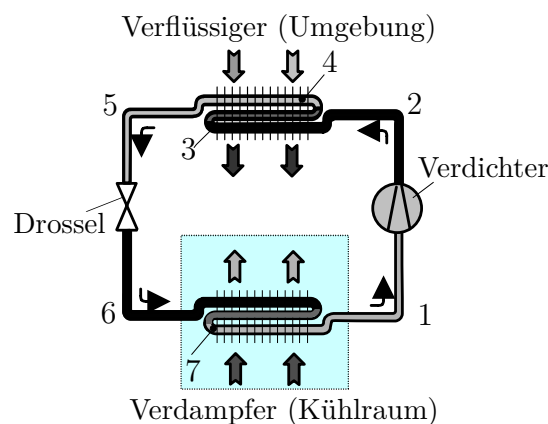
**Kapitel 8** beinhaltet einen Vergleich verschiedener Kältemittel für den Primärkreislauf. Zunächst werden mögliche alternative Kältemittel anhand ihrer thermophysikalischen Eigenschaften für den Einsatz als Drop-In-Kältemittel in einem R-134a-System bewertet. Anschließend erfolgen die notwendigen Anpassungen des primären Kältemittelkreislaufs für den Betrieb mit dem natürlichen Kältemittel R-744 (Kohlendioxid,  $CO_2$ ). Schließlich wird eine simulative Untersuchung der verschiedenen Kältemittel im stationären und dynamischen Betrieb durchgeführt.

**Kapitel 9** fasst die Ergebnisse der vorangegangenen Kapitel zusammen und gibt einen Ausblick auf weitere Entwicklungsschwerpunkte.

## 2 Grundlagen und Gegenüberstellung von konventionellen Thermomanagementkonzepten und Sekundärkreislaufsystemen

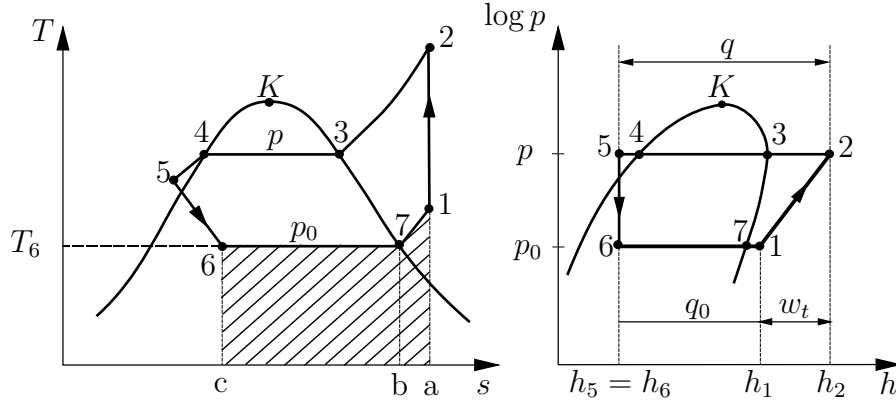
### 2.1 Grundlagen des Kaltdampfprozesses

Die meisten kommerziell eingesetzten stationären sowie mobilen Kälte- und Klimaanlage arbeiten nach dem so genannten Kaltdampfprinzip. Dieser Kaltdampfprozess ist auch unter dem Namen Evans-Perkins- oder Plank-Prozess bekannt. Es handelt sich hierbei um einen linksläufigen Kreisprozess, bei dem ein Arbeitsmedium, im Folgenden Kältemittel genannt, in einem geschlossenen System zirkuliert. Abbildung 2.1 zeigt die Prinzipskizze eines solchen thermischen Kreisprozesses.



**Abbildung 2.1:** Prinzipskizze eines Kaltdampfprozesses [WKW13].

Die zugehörigen idealen Zustandsänderungen werden in Abbildung 2.2 in einem  $T, s$ - und einem  $\log p, h$ -Diagramm dargestellt. Nach Weigand et al. [WKW13] setzt sich der Kreisprozess aus den folgenden Zustandsänderungen zusammen: Bei der Zustandsänderung 1 bis 2 wird überhitzter Kältemittel-Dampf vom Verdichter angesaugt und adiabat isentrop von einem niedrigen Druckniveau  $p_{ND}$  auf ein hohes Druckniveau  $p_{HD}$  verdichtet. Nach dem Austritt aus dem Verdichter wird das Kältemittel zunächst isobar von 2 nach 3 bis zur Taulinie abgekühlt (enthitzt). Anschließend erfolgt im selben Wärmeübertrager, dem Verflüssiger, die ebenfalls isobare und isotherme Zustandsänderung von 3 nach 4, bei der das Kältemittel vollständig verflüssigt wird. Im Anschluss daran findet eine isobare Unterkühlung der Flüssigkeit von 4 nach 5 statt. Im Expansionsventil (Drossel)



**Abbildung 2.2:** Zustandsänderungen eines Kaltdampfprozesses in einem  $T, s$ - und einem  $\log p, h$ -Diagramm [WKW13].

wird die Kältemittelflüssigkeit bei entsprechender Druckreduzierung ins Nassdampfgebiet hinein von 5 auf 6 isenthalp gedrosselt. Schließlich erfolgt nun die vollständig isobare und isotherme Verdampfung des Flüssigkeitsanteils  $(1-x)$  von 6 auf 7 sowie gegebenenfalls eine anschließende ebenso isobare Überhitzung des Arbeitsmediums von 7 auf 1, womit sich der Kreis schließt. Im kältemittelabhängigen  $\log p, h$ -Diagramm lassen sich die spezifische Verdichterarbeit  $w$  sowie die im Verdampfer und Verflüssiger umgesetzten spezifischen Wärmen  $q$  als Enthalpiedifferenzen ablesen, sodass für die Leistungszahl  $\epsilon_{\text{kühl}}$  gilt:

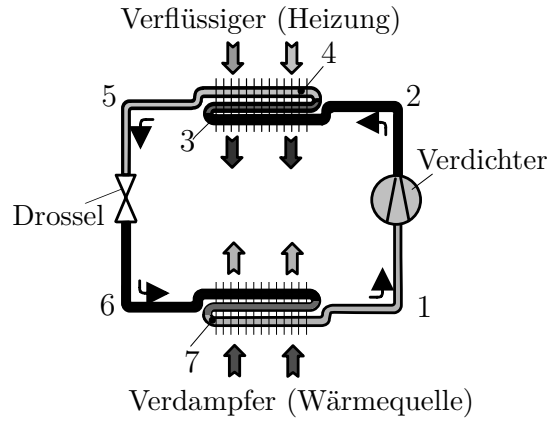
$$\epsilon_{\text{kühl}} = \frac{q_0}{|q| - q_0} = \frac{q_0}{w_t} = \frac{h_1 - h_6}{h_2 - h_1} \quad (2.1)$$

Die Kälteleistung am Verdampfer lässt sich mit dem umgewälzten Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{\text{KM}}$  berechnen:

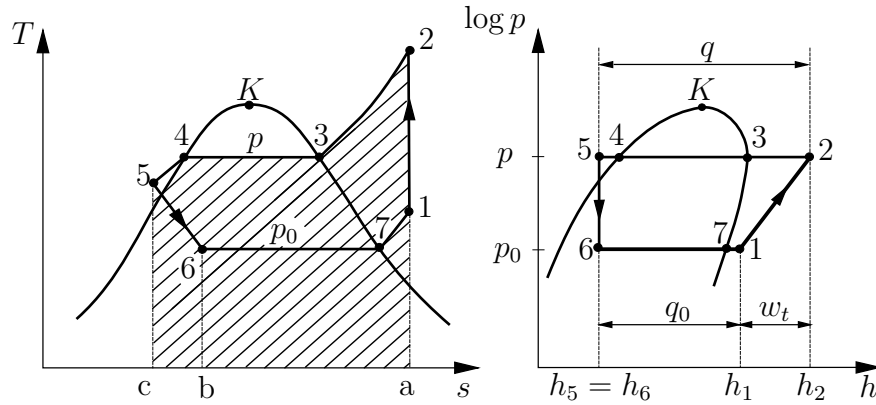
$$\dot{Q}_0 = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_1 - h_6) \quad (2.2)$$

Vergleichbar mit dem vorgestellten Kaltdampfprozess ist der Wärmepumpenprozess. Bei diesem Prozess ist jedoch nicht mehr die auf tiefem Temperaturniveau zugeführte, sondern die auf hohem Temperaturniveau abgeführte Wärme der Nutzen. Abbildung 2.3 zeigt die Prinzipskizze einer auf dem Kaltdampfprozess basierenden Wärmepumpe. Hierbei wird einer Wärmequelle auf einem niedrigen Temperaturniveau Wärme entzogen. Wärmequellen können im Pkw beispielsweise die Umgebungsluft oder Abwärmen aus einem Kühlkreislauf sein. Durch den Wärmepumpenprozess wird schließlich Heizwärme im Verflüssiger auf hohem Temperaturniveau bereit gestellt. Abbildung 2.4 zeigt den Wärmepumpen-Kaltdampfprozess im  $T, s$ - und  $\log p, h$ -Diagramm. Die durch den Prozess zur Verfügung gestellte Heizwärme entspricht im  $T, s$ -Diagramm der von den Punkten 2345ca2 eingeschlossenen Fläche. Im  $\log p, h$ -Diagramm sind die spezifische Verdichterarbeit und die abgeführte Heizwärme als Strecken eingetragen, sodass sich die Leistungszahl einer Wärmepumpe aus der Heizwärme (Nutzwärme) des Verflüssigers und der Verdichterleistung ergibt.

$$\epsilon_{\text{heiz}} = \frac{|q|}{|q| - q_0} = \frac{|q|}{w_t} = \frac{h_2 - h_5}{h_2 - h_1} = 1 + \epsilon_{\text{kühl}} \quad (2.3)$$



**Abbildung 2.3:** Prinzipskizze einer auf dem Kaltdampfprozess basierenden Wärmepumpe [WKW13].



**Abbildung 2.4:** Zustandsänderungen einer auf dem Kaltdampfprozess basierenden Wärmepumpe in einem  $T, s$ - und einem  $\log p, h$ -Diagramm [WKW13].

Die Heizleistung am Verflüssiger lässt sich mit dem umgewälzten Kältemittelmassenstrom  $\dot{m}_{\text{KM}}$  berechnen:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{\text{KM}} \cdot (h_2 - h_5) \quad (2.4)$$

Die Wärmezahl  $\varepsilon_{\text{heiz}}$  gibt das Verhältnis von Heizleistung und zugeführter mechanischer oder elektrischer Verdichterantriebsleistung an. Bei stationären Wärmepumpen für die Wärmeversorgung von Häusern kann dieses Verhältnis für Systeme mit Luft als Wärmequelle einen Wert von 3 überschreiten [WKW13]. Für erdgebundene Wärmequellen kann die Wärmezahl größer als 5 sein [Jin+09].

## 2.2 Arbeitsmedien

### 2.2.1 Grundlagen und historische Entwicklung

Für eine effiziente Kreislaufführung des Kaldampfprozesses muss das gewählte Arbeitsmedium eine Reihe von thermophysikalischen und ökologischen Eigenschaften erfüllen. Dazu zählen unter anderem eine große volumetrische Kälteleistung, ein Verdampfungsdruck oberhalb des Umgebungsdruckes, chemische Stabilität unter allen auftretenden Temperaturen, keine Reaktion mit den im Kältemittelkreislauf befindlichen Materialien [KL14], eine geringe ozonschicht- und klimaschädigende Wirkung, die Möglichkeit eines einfachen Recyclings als auch Sicherheitsaspekte im Bezug auf Brennbarkeit und Toxizität [Von+15]. In automobilen Kältemittelkreisläufen, die vor Mitte der 1990er Jahre europaweit in Fahrzeugen verbaut wurden, kamen größtenteils halogenierte Fluorchlorkohlenwasserstoffe (FCKW) wie das Kältemittel R-12 (Dichlordifluormethan) zum Einsatz. Es besaß die geeigneten thermophysikalischen Eigenschaften, die für eine effiziente Kreislaufführung gefordert waren. Im Zuge der Veröffentlichung der Theorie zum stratosphärischen Ozonabbau Mitte der 1970er Jahre begann man jedoch, die Gefahr der ozonabbauenden Wirkung von FCKW zu realisieren [MR74, FGS85]. In der Folge ist die Wahl des Kältemittels aufgrund verschiedener gesetzlicher Rahmenbedingungen in den politischen Fokus gerückt. Als Antwort auf das Montrealer Protokoll über Stoffe, die zum Abbau der Ozonschicht führen [Uni87], wird der Einsatz von ozonschichtschädigenden Fluorchlorkohlenwasserstoffen seitdem legislativ reglementiert. So ist in Deutschland beispielsweise nach Inkrafttreten der FCKW-Halon-Verbotsverordnung im Jahr 1991 [BGB91] sowie deren Nachfolgeverordnung [BGB06] die Verwendung entsprechender Kältemittel verboten.

Als Ersatz für FCKW wie R-12 wurde in der Kältemittel- und Klimatisierungsindustrie mit großem Aufwand nach Alternativen mit einem geringeren Potential zur Schädigung der Ozonschicht (*Ozone Depletion Potential*, ODP) gesucht. Als *Ozone Depletion Potential* einer Substanz wird hierbei das Verhältnis des Ozonabbaus der gegebenen Substanz und des Ozonabbaus durch die gleiche Masse des Kältemittels R-11 (Trichlorfluormethan) definiert [US 15b], sodass R-11 somit per Definition einen Wert von 1 hat. In Fahrzeugklimaanlagen kam aus diesem Grund bisher vor allem der teilfluorierte Kohlenwasserstoff (FKW) R-134a (Tetrafluorethan,  $C_2H_2F_4$ ) mit einem ODP von 0 zum Einsatz. Ein wesentlicher Nachteil von R-134a ist jedoch, dass es mit einem Erderwärmungs- bzw. Treibhauspotential (*Global Warming Potential*, GWP) von 1430 [For+07] erheblich zum Treibhauseffekt beiträgt. Das Treibhauspotential einer Chemikalie ist eine Maßzahl für den relativen Beitrag zur Erderwärmung im Vergleich zu Kohlenstoffdioxid ( $CO_2$ ) in einem Zeithorizont von 100 Jahren [Shi+90]. R-134a ist in diesem Sinne 1430-mal so schädlich wie Kohlenstoffdioxid.



## 2.2.2 Aktuelle gesetzliche Rahmenbedingungen

### Europäische Union

Mit Einführung der EU-Direktive 2006/40/EC [Eur06] über Emissionen aus Klimaanlage in Kraftfahrzeugen wird der Einsatz von Kältemitteln mit einem GWP über 150 stufenweise bis zum 1. Januar 2017 in der Europäischen Union verboten. Dort ist auch festgelegt, dass die jährliche Kältemittelleckage einen Wert von  $40 \frac{\text{g}}{\text{a}}$  für Anlagen mit einem Verdampfer bzw.  $60 \frac{\text{g}}{\text{a}}$  für Anlagen mit zwei Verdampfern nicht überschreiten darf.

In Bezug auf Brennbarkeit und Toxizität gibt es in Deutschland und der Europäischen Union keine explizite Richtlinie, die den Einsatz bestimmter Kältemittel in Fahrzeugen untersagt. Daher wird im Folgenden auf Vorschriften aus anderen Bereichen zurückgegriffen. In Deutschland legt das Kraftfahrtbundesamt (KBA) als Fahrzeugzulassungsstelle den internationalen Standard ISO 13043:2011 zu Grunde [Int11]. Der Standard beinhaltet Sicherheitsanforderungen und eine Risikobewertung für die Kältemittel R-1234yf (2,3,3,3-Tetrafluorpropen,  $\text{C}_3\text{H}_2\text{F}_4$ ) und R-744 (Kohlenstoffdioxid,  $\text{CO}_2$ ). Als Analogie kann die DIN EN 378 [Deu12a] für stationäre Kompressionskälteanlagen herangezogen werden. Hiernach sind beispielsweise mögliche Zündquellen dauerhaft abzudichten. Zudem dürfen permanent geschlossene Kälteanlagen mit weniger als 0,15 kg Kältemittel der Sicherheitsstufe A3 (dazu zählen die gängigen brennbaren Kältemittel, insbesondere die Kohlenwasserstoffe) ohne Einschränkungen im Aufenthaltsbereich von Personen aufgestellt werden. Der Einsatz von brennbaren Fluiden im Pkw ist EU-weit geregelt. Für flüssige Fluide, wie zum Beispiel für den Kraftstoff im Fahrzeugtank, gilt zur Verhütung von Brandgefahren im Pkw die Richtlinie ECE-R34 [Uni95b]. Erforderliche Brandschutzmaßnahmen für gasförmige Fluide, wie beispielsweise den Betrieb des Motors mit verdichtetem Erdgas (CNG, *Compressed Natural Gas*) werden in der Richtlinie ECE-R110 [Uni95a] geregelt.

### USA

Besondere Richtlinien gelten hingegen in den USA. Dort werden Kältemittel durch die US-Umweltbehörde (EPA, Environmental Protection Agency) im Rahmen des SNAP-Programms (Significant New Alternatives Policy) in die zwei Kategorien zugelassenes [US 15c] und nicht zugelassenes [US 15d] Kältemittel klassifiziert. Während R-1234yf und R-744 dort mit entsprechenden Auflagen als Kältemittel zugelassen werden, sind brennbare Kältemittel wie beispielsweise Kohlenwasserstoffe aufgrund der nicht vorhandenen Sicherheitsvorkehrungen in konventionellen, direktverdampfenden Klimaanlage bisher nicht flächendeckend zugelassen. Dennoch sieht die EPA unter bestimmten, nicht näher erläuterten Randbedingungen in brennbaren Kältemitteln eine Alternative zu ozonschädigenden Substanzen [US 15a]. Eine Option, den Einsatz von brennbaren Kältemitteln zu ermöglichen, wäre die Entwicklung von Sekundärkreislaufsystemen [US 07]. Auf diese Weise könnte der primäre Kältemittelkreislauf hermetisch gekapselt werden. So wäre es zu verhindern, dass brennbares Kältemittel bei einem Unfall oder durch Systemundichtigkeiten in den Fahrzeuginnenraum gelangt. Durch die kompakte Bauweise eines

zentralen Kältemittelkreislaufs und des Entfalls kältemittelführender Bauteile im Fahrzeuginnenraum bieten sich erweiterte Möglichkeiten bei der Wahl des Kältemittels, die im Folgenden näher erläutert werden.

### 2.2.3 Alternative Kältemittel

An dieser Stelle werden ausgewählte alternative Kältemittel zu R-134a im Bereich automobiler Kältemittelkreisläufe diskutiert. Es werden hierfür auch grundlegende Stoffeigenschaften betrachtet. Eine detaillierte Beschreibung und eine Bewertung der thermophysikalischen Eigenschaften für den Einsatz im hermetisch gekapselten Primärkreislauf eines Sekundärkreislaufsystems befinden sich in Kapitel 8. Ein Hauptauswahlkriterium der im Folgenden vorgestellten Kältemittelalternativen ist neben einem niedrigen GWP [McL+14] auch eine einfache technische Realisierbarkeit. Dies ist bei Verwendung eines so genannten „Drop-In“-Kältemittels ohne wesentliche Modifikation der Komponenten einer R-134a-Anlage gegeben.

#### R-1234yf

Das synthetische Kältemittel R-1234yf (2,3,3,3-Tetrafluorpropen,  $C_3H_2F_4$ ) der Hersteller Honeywell und DuPont erfüllt die EU-Direktive 2006/40/EC [Eur06] und trägt nur in einem geringen Maße zum Treibhauseffekt bei. Während das GWP zunächst mit einem Wert von 4 angegeben wurde [Nie+07], wird in aktuellen Berechnungen ein Wert kleiner als 1 angegeben [Myh+13]. Argumente für den Einsatz von R-1234yf sind die mit R-134a vergleichbaren thermodynamischen Eigenschaften, sodass die Komponenten der Klimaanlage nur geringfügig modifiziert werden müssen [Sch12, Mey08]. Allgemeine Untersuchungen mit diesem Kältemittel als Drop-In für R-134a-Anlagen führen jedoch abhängig von den Betriebsbedingungen zu einer Verschlechterung der Leistungszahl von 5-30% [Nav+13, LJ12, Zil+11]. Zudem gibt es eine Reihe von sicherheitstechnischen Bedenken im Hinblick auf die Brennbarkeit im Rahmen eines Unfalls. Untersuchungen in einem realistischen Crash-Szenario kommen einerseits zu dem Ergebnis einer möglichen erhöhten Gefährdung der Insassen durch die Entflammbarkeit von R-1234yf oder Entstehung toxischer Substanzen wie Flusssäure [MD13, Bun10, Kra13, Fel+14]. Andererseits werden mögliche Gefährdungspotenziale als gering und beherrschbar eingeschätzt [PS14, Sey+14, Sty+14, Deu15b]. Da der im Brandfall entstehende Fluorwasserstoff mit Wasser zu Fluorwasserstoffsäure (Flusssäure) reagieren kann, besteht die Gefahr schwerer Verätzungen [Deu11]. Nach wie vor wird der Einsatz des Kältemittels R-1234yf kontrovers diskutiert.

#### Kohlenwasserstoffe

Aufgrund des geringen Treibhaus- und Ozonschädigungspotentials eignen sich Kohlenwasserstoffe als Kältemittel in verschiedenen Anwendungen. So ist beispielsweise R-290 (Propan,  $C_3H_8$ ) das meistgenutzte Kältemittel in Fensterklimageräten oder tragbaren

Klimaanlagen für die Raumklimatisierung [Cob+15]. In diesem Bereich hat es den Fluorkohlenwasserstoff R-22 abgelöst. Auch als Gemisch mit R-134a können Kohlenwasserstoffe in Stationäranlagen [KMD94, Aga98] oder automobilen Kältemittelkreisläufen [RM09] Anwendung finden. Aber auch mit reinen Kohlenwasserstoffen oder Gemischen unterschiedlicher Kohlenwasserstoffe lassen sich Fahrzeugklimaanlagen befüllen. In den USA und Australien sind hierfür Demonstrationsprojekte ohne wesentliche Modifikation der Kältemittelkreislaufkomponenten durchgeführt worden [Mac04]. Nach Hoare [Hoa13] sind in Australien bereits 1 Million Pkw-Klimaanlagen mit Kohlenwasserstoffen befüllt. Besonders hervorzuheben ist hierbei ein aus 52 Massenprozent R-290 (Propan) und 48 Massenprozent R-600a (Isobutan) bestehendes Gemisch, welches die Bezeichnung R-436B trägt und dessen thermophysikalische Eigenschaften denen von R-134a sehr ähnlich sind [PP12, Nat11]. Abhängig von den Betriebsbedingungen kann sich je nach Anpassung der Anlage die Leistungszahl beim Einsatz von Kohlenwasserstoffen im Vergleich mit R-134a erhöhen [Aga98, GB11, RAH13, AM13]. Aufgrund der hohen Brennbarkeit von Kohlenwasserstoffen haben die Europäische Kommission und verschiedene Automobilhersteller den Einsatz von Kohlenwasserstoffen für Fahrzeuge ohne Sekundärkreislauf jedoch verworfen [Eur03]. Wobst [WOV97] merkt dazu an, dass beispielsweise Propan im Haushalt vielfach von Laien verwendet wird und zudem für einen Einsatz in einer Fahrzeugklimaanlage nur geringe Kältemittelmengen eingesetzt werden. Zusätzlich werden Maßnahmen zur Verhinderung von Explosionen beschrieben. Dazu zählen die absolute Dichtigkeit der Kältemittelkreisläufe, ausreichende Belüftung gefährdeter Bereiche zur Verhinderung des Überschreitens der unteren Explosionsgrenze (UEG) und das Fernhalten von Zündquellen.

### R-444A und R-445A

Die beiden Kältemittel R-444A und R-445A werden unter den Handelsnamen AC-5 bzw. AC-6 vom Hersteller Mexichem angeboten. Die thermophysikalischen Eigenschaften ähneln denen von R-134a. Allerdings verlaufen die Isothermen und die Isobaren im Zweiphasengebiet nicht parallel, was als Temperaturgleit bezeichnet wird [Hom15]. Bei R-444A handelt es sich um ein Kältemittelgemisch aus (in Masseanteilen) 12% R-32, 5% R-152a und 83% R-1234ze(E), R-445A setzt sich aus (in Masseanteilen) 6% R-744, 9% R-134a und 85% R-1234ze(E) zusammen [Low13]. Mit einem GWP von 92 bzw. 130 erfüllen R-444A und R-445A die EU-Direktive 2006/40/EC [Eur06]. Das Risiko der Entflammbarkeit wird als vergleichbar mit dem von R-1234yf angegeben [Low14]. Vor allem im Kühlbetrieb lässt sich bei R-445A ein um 6 % höherer *COP* als bei R-1234yf beobachten; die Effizienz im Wärmepumpenmodus wird als vergleichbar mit der von R-1234yf angegeben [PKF14]. Seit 2016 sind die Weiterentwicklung dieser Kältemittelgemische sowie die Erarbeitung von SAE-Regularien für den Einsatz von R-444A und R-445A unterbrochen [Wei16].

### R-744

R-744 (Kohlenstoffdioxid,  $CO_2$ ) ist ein natürliches und umweltfreundliches Kältemittel mit einem GWP von 1. Es unterscheidet sich in den Stoffeigenschaften und vor allem in der Prozessführung aber deutlich von R-134a und den bisher vorgestellten Alternativen,

sodass es nicht als Drop-in-Kältemittel in bestehende Kältemittelkreisläufe übernommen werden kann. Durch die niedrige kritische Temperatur von  $31,1\text{ }^{\circ}\text{C}$  erfolgt die Wärmeabgabe auf der Hochdruckseite bei hohen Umgebungstemperaturen überkritisch, sodass bei der Wärmeabgabe keine Verflüssigung auftritt. Man spricht in diesem Fall von einer überkritischen, einphasigen Gaskühlung des Kältemittels. Die Drücke auf der Hochdruckseite überschreiten somit den kritischen Druck von  $p_{\text{krit}} = 73,8\text{ bar}$  und sind damit auf einem rund viermal höheren Niveau als bei konventionellen R-134a-Kältemittelkreisläufen. Eine Neuentwicklung des Kältemittelkreislaufs ist somit erforderlich. Der Vorteil einer R-744-Anlage ist jedoch aufgrund der höheren volumetrischen Kälteleistung von R-744 im Vergleich zu R-134a ein deutlich geringerer Volumenstrom, der für das Aufbringen einer bestimmten Kälteleistung notwendig ist [Kuh+01]. Daher kann ein Verdichter mit einem wesentlich kleineren Hubvolumen verwendet werden. Zudem eignet sich R-744 im Winter als Kältemittel für den Wärmepumpenbetrieb [Ste14, BYH00]. Eine Reihe von Veröffentlichungen widmet sich dem simulativen oder experimentellen Vergleich von automobilen R-134a- und R-744-Anlagen [McE+98, BYH00]. Oft wird hierbei die besondere Umweltverträglichkeit von R-744, beispielsweise im Rahmen einer Bewertung des TEWI (Total Equivalent Warming Impact), berücksichtigt [PH96, WF01]. Untersuchungen zeigen eine gesteigerte Systemdynamik im Vergleich zu R-134a-Anlagen aufgrund der höheren volumetrischen Kälteleistung von R-744, sodass der Fahrgastraum schneller abkühlt [AC02, Kam+03]. Bei hohen Umgebungstemperaturen zeigen Anlagen mit R-744 jedoch meist eine geringere Effizienz als R-134a-Anlagen [PH96, Yin+99]. Aufgrund des hohen Betriebsdrucks gelten vor allem in den USA besondere Sicherheitsvorschriften für den Einsatz von R-744. Im Falle einer unfallbedingten Leckage der Kältemittelanlage dürfen definierte  $\text{CO}_2$ -Konzentrationen im Innenraum nicht überschritten werden [US 12b, Köh+15].

## 2.3 Aufbau einer konventionellen automobilen Klimaanlage

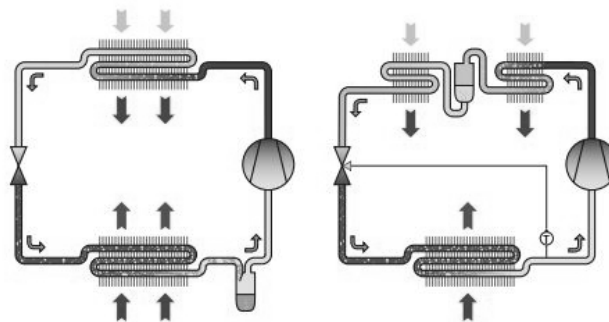
### 2.3.1 Grundlagen

Das erste automobile Klimatisierungs-System wurde 1939 von der Packard Motor Company angeboten und war damals noch im Kofferraum platziert [AS02]. Erst 1955 bot General Motors eine Klimaanlage an, die in Motorraum und Armaturenbrett integriert war [DHK58]. Diese grundlegende Bauform wird von allen Fahrzeugherstellern bis heute beibehalten [Str11].

Im Jahre 2014 waren 94 % aller in Deutschland verkauften Neufahrzeuge mit einer Klimaanlage ausgestattet [Deu15a]. Somit zählen Klimaanlagen in nahezu allen Fahrzeugklassen zur Serienausstattung. Je nach Güte der Auslegung kann der Betrieb einer Klimaanlage bei konventionellen Antriebskonzepten zwischen 5 % und 20 % des Gesamtkraftstoffverbrauchs betragen [Cha07]. Aus diesem Grund gewinnt eine energetische Betrachtung des Kältemittelkreislaufs immer mehr an Bedeutung.

### 2.3.2 Kältemittelseitige Verschaltungsvarianten

Die beiden wesentlichen Verschaltungsvarianten einer automobilen R-134a-Serienanlage sind in Abbildung 2.5 dargestellt. Für die Drosselung des Kältemittels auf das Verdampfungsdruckniveau gibt es grundsätzlich zwei Varianten: Den Einsatz einer Festdrossel oder eines Ventils mit variablem Querschnitt wie beispielsweise ein thermostatisches bzw. elektrisches Expansionsventil [Deh03]. Bei einem System mit Festdrossel kann eine Überhitzung des Kältemittels am Verdampferaustritt nicht gewährleistet werden. Um Flüssigkeitsschläge im Verdichter zu verhindern, befindet sich daher ein Sammler auf der Niederdruckseite, der durch seinen speziellen Aufbau überwiegend gasförmiges Kältemittel zum Verdichter leitet. In Kreisläufen mit einem thermostatischen Expansionsventil erfolgt die Regelung des Ventilquerschnitts selbsttätig als Funktion der Kältemitteltemperatur und des Kältemitteldrucks am Verdampferaustritt. Im Idealfall wird diese auf eine konstante Überhitzung geregelt [Agu+06]. Dadurch wird die Bildung von Flüssigkeitströpfchen am Verdampferaustritt vermieden und es treten keine Flüssigkeitsschläge im Verdichter auf, welche die Geräuschentwicklung und die Lebensdauer negativ beeinflussen [Rai05]. In einem solchen System befindet sich der Kältemittelsammler auf der Hochdruckseite. Eine Überhitzungsregelung ist auch mit einem elektronischen Expansionsventil möglich. Aufgrund der gezielten Regelbarkeit und der Anpassbarkeit auf bestimmte Märkte und Regionen haben sich auf dem europäischen Markt trotz der höheren Systemkosten Anlagen mit thermostatischem Expansionsorgan und Hochdrucksammler etabliert [Agu09].



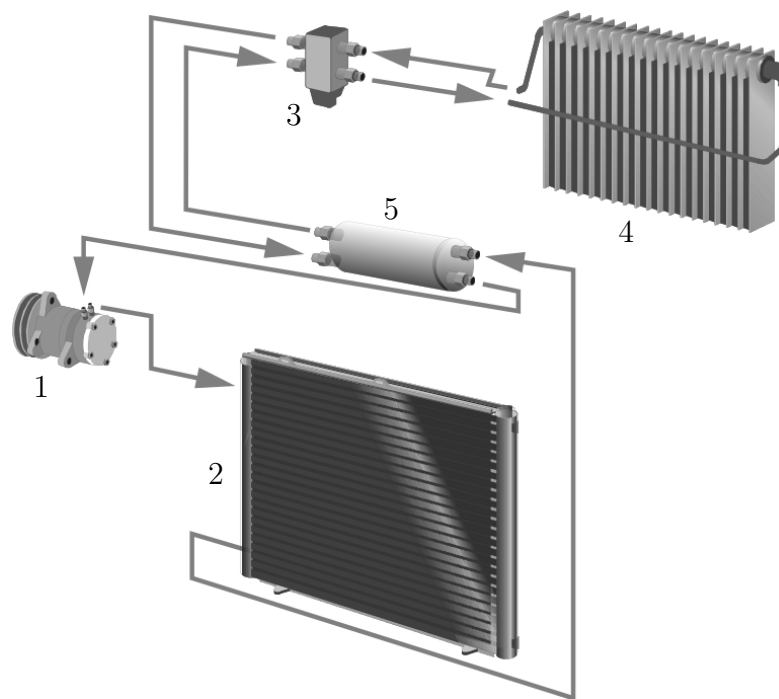
**Abbildung 2.5:** Kältemittelseitige Verschaltungsvarianten für automobilen Serienanlagen. Links: Anlage mit Festdrossel und niederdruckseitigem Sammler. Rechts: Anlage mit thermostatischem Expansionsventil und hochdruckseitigem Sammler [Str11].

Die ursprüngliche Aufgabe des Kältemittelkreislaufts war bisher das Abkühlen und Entfeuchten der in den Fahrzeuginnenraum strömenden Luft zur Gewährleistung des Insassenkomforts und zur Erfüllung sicherheitsrelevanter Richtlinien [KL14]. Für die Innenraumaufheizung stand aufgrund der Abwärme des Verbrennungsmotors stets ausreichende Abwärme zur Verfügung. Erst mit den deutlichen Effizienzsteigerungen der Verbrennungsmotoren und der Entwicklung alternativer Antriebskonzepte rückt der Betrieb des Kältemittelkreislaufts auch für einen Betrieb im Wärmepumpenmodus in den Fokus. Vor allem im Zuge der Elektrifizierung von Fahrzeugen kann der Kältemittelkreislauf vielfältige Aufgaben bei der Kühlung der elektrischen Antriebskomponenten oder im Wärmepumpenmodus beim Heizen des Fahrgastraums übernehmen. Da in der Regel zusätzliche

Kältemittelpfade sowie entsprechende Umschalt- und Abschaltventile erforderlich sind, kann die Systemkomplexität deutlich zunehmen [Zho10, SH13, Jel+14, Hom15].

### 2.3.3 Hauptkomponenten

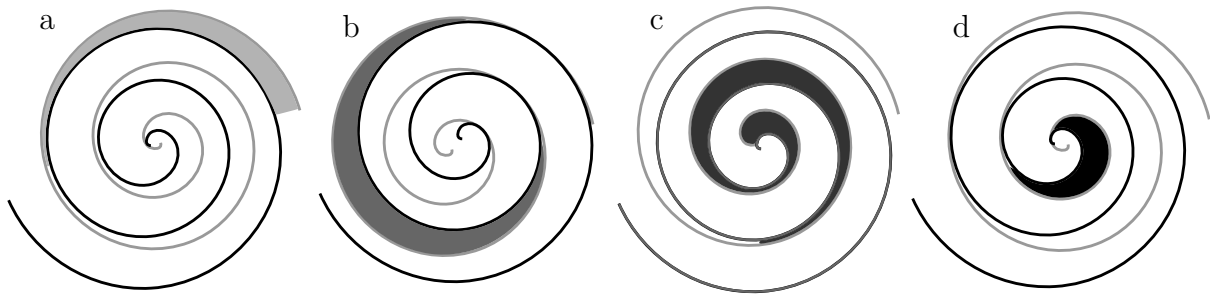
Abbildung 2.6 zeigt den schematischen Aufbau einer R-134a-Klimaanlage mit innerem Wärmeübertrager und Hochdrucksammler. Die Hauptkomponenten einer solchen Anlage werden im Folgenden vorgestellt.



**Abbildung 2.6:** Schematischer Aufbau eines Pkw-Kältemittelkreislaufs nach Kossel et al. [KST09]. 1: Verdichter, 2: Verflüssiger mit integriertem Sammler (IRDC), 3: Thermostatisches Expansionsventil, 4: Verdampfer, 5: Interner Wärmeübertrager.

#### Verdichter

Der Verdichter komprimiert unter der Zufuhr von Energie das gasförmige Kältemittel vom Saugdruck- auf das Hochdruckniveau und erfüllt damit zwei wesentliche Funktionen: Die Bereitstellung des gewünschten Hochdrucks und die Umwälzung des Kältemittels im Kreislauf [Sha09, Str11]. Bei verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen kommen überwiegend die nach dem Schwenkscheiben- oder Taumelscheibenprinzip arbeitenden Hubkolbenverdichter zum Einsatz. Der Verdichter wird hierbei mechanisch über einen Riementrieb von der Kurbelwelle des Verbrennungsmotors angetrieben, sodass die Drehzahl des Verdichters an die Motordrehzahl gekoppelt ist. Eine Regelung des Kältemittelmassenstroms erfolgt meist über eine Hubverstellung.



**Abbildung 2.7:** Funktionsweise eines elektrischen Scroll-Verdichters: Durch die ineinander verschachtelten Scroll-Spiralen, von denen eine stationär gelagert und die zweite exzentrisch angetrieben ist, wird das Kältemittel verdichtet [Hit15].

Bei Fahrzeugen mit elektrischen Antriebssystemen kommen oft elektrische Scroll-Verdichter zum Einsatz. Diese zeichnen sich durch eine hohe Laufruhe aus [Rai05]. Abbildung 2.7 zeigt die Funktionsweise des Scroll-Prinzips. Das Kältemittel wird hierbei mit Hilfe von zwei gegenläufigen Schnecken, von denen eine fixiert und die andere exzentrisch gelagert ist, komprimiert und dabei von der Außenseite zur Mitte der beiden Scrollschnecken geführt. Bei einem elektrischen Scroll-Verdichter besteht im Gegensatz zu einem mechanischen Hubkolbenverdichter die Möglichkeit, die Komponente unabhängig von der Motordrehzahl betreiben zu können. Dieser Freiheitsgrad erlaubt es daher, das Schluckvolumen entsprechend zu verkleinern. Dies führt zu einem vergleichbaren Kältemittelmassenstrom wie bei Hubkolbenverdichtern, ermöglicht jedoch eine kompaktere Bauweise [Zen+01, GC00]. Allerdings muss die Komponente statt mit einer Riemenscheibe mit einem Elektromotor und einer Leistungselektronik versehen werden. Die Untersuchungen in dieser Arbeit werden ausschließlich mit einem elektrischen Scrollverdichter durchgeführt.

## Verdampfer

Der Verdampfer einer Pkw-Klimaanlage befindet sich im Klimagerät, welches in das Armaturenbrett der Fahrgastzelle integriert ist. Durch die Verdampfung des Kältemittels auf der Kältemittelseite dieses Wärmeübertragers wird der durchströmenden Luft Wärme entzogen, diese abgekühlt und gegebenenfalls entfeuchtet. Unterschreitet die Wandtemperatur des Wärmeübertragers dabei die Taupunkttemperatur der durchströmenden Luft, so fällt Kondensat am Verdampfer an, welches entweder in dieser Komponente gespeichert oder abgeleitet wird [Böt06]. Nach dem Austritt der Luft aus dem Verdampfer wird die abgekühlte und entfeuchtete Luft optional über einen Heizungswärmeübertrager oder direkt über die Ausströmdüsen dem Innenraum zugeführt. In heutigen Fahrzeugen finden überwiegend Flachrohrverdampfer Anwendung, bei denen Luft und Kältemittel im Kreuzgegenstrom geführt werden. Diese Bauform bietet die Vorteile einer hohen volumenspezifischen Kälteleistung, einer Flexibilität bei der kältemittelseitigen Strömungsführung sowie eines homogenen Temperaturaustrittsprofils der Luft. Typische Werte für die luftseitig angeströmten Querschnittsflächen aktueller in Produktion befindlicher Verdampfer liegen zwischen 3,5 und 5 dm<sup>2</sup> für Kleinfahrzeuge und zwischen 5,5 und 7 dm<sup>2</sup> im Oberklasse-Segment. Die Bautiefe beträgt üblicherweise 50 bis 65 mm. [Rai05].

## Verflüssiger

In Anlehnung an die Norm DIN EN 378-1:2012 [Deu12a] wird der bei Kälteanlagen auf der Hochdruckseite verbaute Kondensator als Verflüssiger bezeichnet. Dies schafft eine sprachliche Abgrenzung zum elektrischen Kondensator [Str11].

Der Verflüssiger einer Pkw-Klimaanlage befindet sich im Motorraum hinter der Frontverkleidung, sodass dieser vom Fahrtwind durchströmt werden kann. Hinter dem Verflüssiger befindet sich ein Lüftermodul, welches bei niedrigen Fahrgeschwindigkeiten hinzugeschaltet werden kann, um einen ausreichenden Luftmassenstrom zu gewährleisten [Bau10]. In Pkw-Klimaanlagen kommen überwiegend Wärmeübertrager mit extrudierten Aluminium-Flachprofilen auf der Kältemittelseite zum Einsatz. Hierbei durchströmt das Kältemittel zunächst mehrere parallel liegende Rohrstränge. Anschließend mündet es in einzelne oder doppelte an der Stirnseite befindliche Kopfkrümmer. Von dort aus wird das Kältemittel in den nächsten Parallelrohrstrang umgelenkt [Lem15]. Die Luftseite wird über Rippen und Lamellen in reinem Kreuzstrom zum Kältemittel geführt. Typische Größen für die luftseitig angeströmten Querschnittsflächen liegen zwischen 13 und 21 dm<sup>2</sup> für Kleinwagen sowie zwischen 25 und 30 dm<sup>2</sup> für Fahrzeuge der Oberklasse. Die Bautiefe eines Verflüssigers auf der Luftseite beträgt üblicherweise 12 bis 20 mm [Rai05, NZ13]. Bei Systemen mit einem thermostatischen Expansionsventil sowie Kältemittelsammler und -trockner auf der Hochdruckseite werden diese oft in die Komponente des Verflüssigers integriert. Man spricht hierbei von einem IRDC (*Integrated Receiver Dryer Condenser*) [Str+09, Str11]. Durch den ebenfalls integrierten Unterkühlungsteil kann eine Unterkühlung sichergestellt werden [Rai05]. Dies kann im Vergleich mit herkömmlichen, parallel durchströmten Verflüssigern ohne separate Unterkühlungsstrecke bei vergleichbarer Kälteleistung zu einer Einsparung der Verdichterleistung von rund 10 % führen [IMM04].

## Expansionsorgan

Wie bereits in Abschnitt 2.3.2 beschrieben, kommt bei konventionellen Pkw-Klimatisierungssystemen entweder eine Festdrossel (*Orifice-Tube*) oder ein thermostatisches Expansionsventil zum Einsatz. Während der Öffnungsquerschnitt einer Festdrossel unveränderlich ist, zeichnet sich ein thermostatisches Expansionsventil durch einen variablen Öffnungsquerschnitt aus. Durch die Zusammenführung von Verdampferaustritt und -eintritt am Ventilblock erfolgt eine selbsttätige temperatur- und druckabhängige Regelung des Ventilöffnungsquerschnitts [Agu09]. In Abhängigkeit der Verdampferaustrittstemperatur ergibt sich am Thermokopf, der aus einer Druckmembran und einer Steuerfüllung besteht, eine bestimmte Steuerfüllungstemperatur. Aufgrund der temperaturabhängigen Ausdehnung der Steuerfüllung wird die Membran mit einem Druck beaufschlagt. Die dadurch hervorgerufene Bewegung der Druckmembran wird über einen Ventilstift auf eine mit einer Feder vorgespannte Ventilkugel übertragen. Auf diese Weise ändert sich der Ventilöffnungsquerschnitt und das aus dem Verflüssiger ausströmende Kältemittel wird entsprechend gedrosselt [Bau10]. Eine weiterführende Beschreibung des Aufbaus und der Funktionsweise von thermostatischen Expansionsorganen ist bei Aguilar [Agu09] zu finden.



Bei elektrifizierten Fahrzeugen kommen vermehrt elektronische Expansionsventile zum Einsatz. Im Unterschied zu Festdrosselventilen oder thermostatischen Expansionsventilen kann der Öffnungsquerschnitt elektronisch eingestellt werden. Dies eröffnet neue Möglichkeiten in Bezug auf alternative Regelkonzepte [KRA06]. Vor allem beim Parallel-Betrieb mehrerer Verdampfer könnte so eine entsprechende Aufteilung der kältemittelseitigen Leistung erfolgen [VGK15]. In dieser Arbeit wird ausschließlich solch ein elektronisches Expansionsventil betrachtet.

### Kältemittelsammler

Bei einem System mit Hochdrucksammler und thermostatischem Expansionsventil dient der Sammler als Kältemittelpuffer für verschiedene Lastzustände. Zudem führt die Abscheidefunktion des Sammlers dazu, dass ausschließlich flüssiges Kältemittel in die Unterkühlungsstrecke geleitet wird. Nach Strupp [Str11] wirkt sich die Abscheideeffizienz des Sammlers deutlich auf die Effizienz der Unterkühlstrecke und damit des Gesamtkreislaufs aus.

Ein auf der Niederdruckseite verbauter Sammler (Akkumulator) in einem Kältemittelkreislauf mit Festdrossel (vgl. Abschnitt 2.3.2) hat neben der Pufferung auch die Aufgabe einer Abscheidung des flüssigen Kältemittels, um den Verdichter vor Flüssigkeitsschlägen zu schützen. Um zu verhindern, dass sich das im Kältemittelkreislauf mitgeführte Öl an der tiefsten Stelle des Niederdrucksammlers ansammelt, befindet sich ein Bohrloch im Scheitel des U-förmigen Steigrohrs. Aufgrund der Sogwirkung des ausströmenden Kältemittels wird das Öl mitgerissen und auf diese Weise dem Kältemittelverdichter zugeführt.

Beide Ausführungsvarianten (Hochdruck- und Niederdrucksammler) sind in der Regel mit einem Filter und einem Trockner ausgestattet, um die Kreislaukomponenten (insbesondere den Verdichter) vor Verunreinigungen zu schützen. Zudem wird die im Kreislauf enthaltene Feuchtigkeit gebunden.

### Interner Wärmeübertrager

Ein interner Wärmeübertrager (IWÜ) ist meist als Koaxialrohr zwischen Verdampferaustritt und Verdichtereintritt auf der Niederdruckseite bzw. zwischen Verflüssigeraustritt und Expansionsventileintritt integriert und realisiert eine erhöhte Unterkühlung des Kältemittels vor der Expansion [Str+07]. Vor allem bei R-744-Kälteanlagen kann ein interner Wärmeübertrager in Kombination mit einem Niederdrucksammler einen energetischen Vorteil liefern, da das Kältemittel auf der Hochdruckseite im überkritischen Bereich weiter abgekühlt werden kann. Doch auch bei automobilen R-134a-Anlagen wirkt sich der Einsatz eines IWÜ positiv auf den Liefergrad des Verdichters und die Kälteleistung der Anlage aus. Aus Effizienzgründen sollte der innere Wärmeübertrager einen geringen Druckverlust aufweisen, damit die Saugdichte so hoch und die Verdichtereintrittstemperatur so gering wie möglich gehalten werden können [Rei+07]. In dieser Arbeit wird der interne Wärmeübertrager nur beim Betrieb des Kältemittelkreislaufs mit dem Kältemittel R-744 berücksichtigt.

## 2.4 Aufbau eines Sekundärkreislaufsystems

Eine Alternative zu den beschriebenen Pkw-Klimatisierungskonzepten ist der Einsatz von einem Sekundärkreislaufsystem im Fahrzeug. Dabei wird ein zentraler Kältemittelkreislauf über Sekundärfluidkreisläufe an die elektrischen Antriebskomponenten sowie über zusätzliche Sekundärkreislauffluid-Luft-Wärmeübertrager an die Fahrzeugumgebung und an den Fahrzeuginnenraum angebunden. Die Verdampfung und Verflüssigung des Kältemittels erfolgt somit nicht mehr direkt zwischen Umgebungs- bzw. Kabinenluft und Arbeitsfluid, sondern indirekt über ein zusätzliches Sekundärkreislauffluid. Dabei handelt es sich meist um ein Gemisch aus Wasser und Monoethylenglykol (beispielsweise Glysantin [BAS15]). Im Folgenden werden daher die Begriffe direkter und indirekter Wärmeübertrager verwendet: Direkter Verdampfer bzw. Verflüssiger für eine konventionelle Klimaanlage, indirekter Verdampfer bzw. Verflüssiger für die Wärmeübertrager des kompakten Kältemittelkreislaufs in einem Sekundärkreislaufsystem.

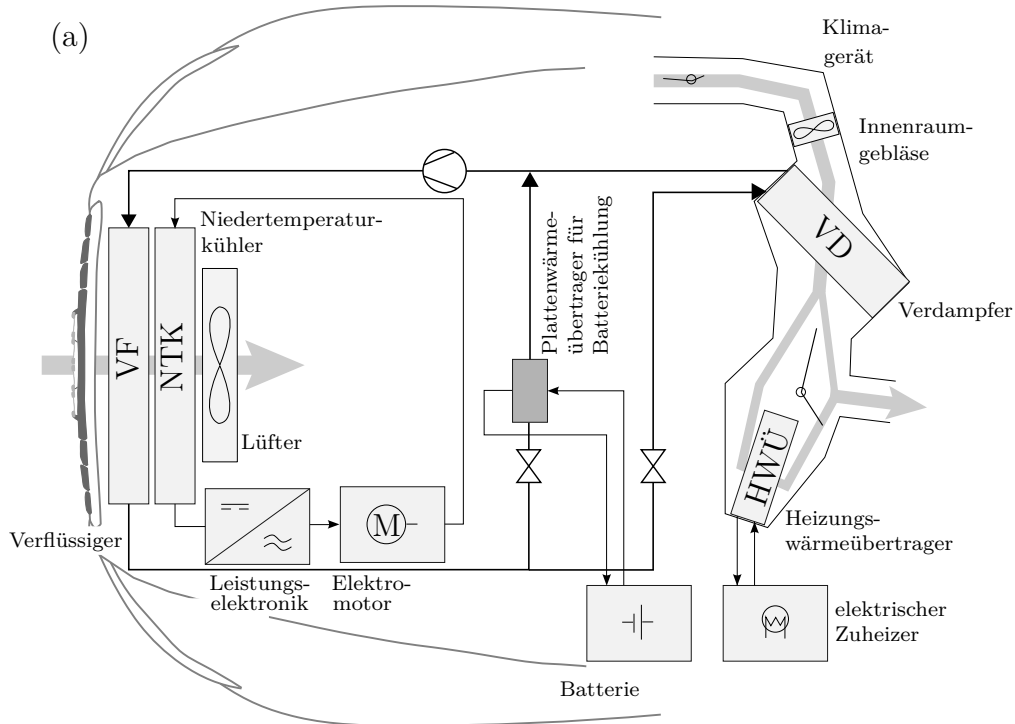
Sekundärkreislaufsysteme finden bereits in verschiedenen Bereichen Anwendung. Wang et al. [Wan+10] geben einen umfangreichen Überblick über den Einsatz von Sekundärkreislaufsystemen in den Bereichen Transport- und Gewerbekühlung, Gebäudeklimatisierung und Wärmepumpentechnik sowie Fahrzeugklimatisierung. Außerdem wird eine Leistungs- und Risikoabschätzung für brennbare Kältemittel durchgeführt. In der Industrie- und Gebäudetechnik, beispielsweise in Supermärkten [Kaz06, Kau08, PGH10], sind Sekundärkreislaufsysteme weit verbreitet.

In den vergangenen Jahren wurden vor allem im Automobilbereich eine Reihe von Sekundärkreislaufsystemen vorgestellt. Dazu zählen unter anderem eine indirekte Klimaanlage mit dem Kältemittel R-152a [GCB07, US 07], Sekundärkreislaufsysteme mit Phasenwechselmaterialien (Phase Change Materials/PCM) [LLK12, Lem15] sowie hermetisch gekapselte, zentrale Kältemittelkreisläufe für das Thermomanagement von Elektro- und Hybridfahrzeugen, bei denen beispielsweise die Batterieabwärme als Energiequelle im Wärmepumpen-Modus genutzt werden kann [Kow+12]. Vor allem vor dem Hintergrund der zunehmenden Elektrifizierung von Fahrzeugen und der damit verbundenen steigenden Anzahl an aktiv zu kühlenden und zu heizenden Komponenten [BT10] bieten Sekundärkreislaufsysteme eine energieeffiziente Möglichkeit für den Betrieb des Gesamtfahrzeugthermomanagements.

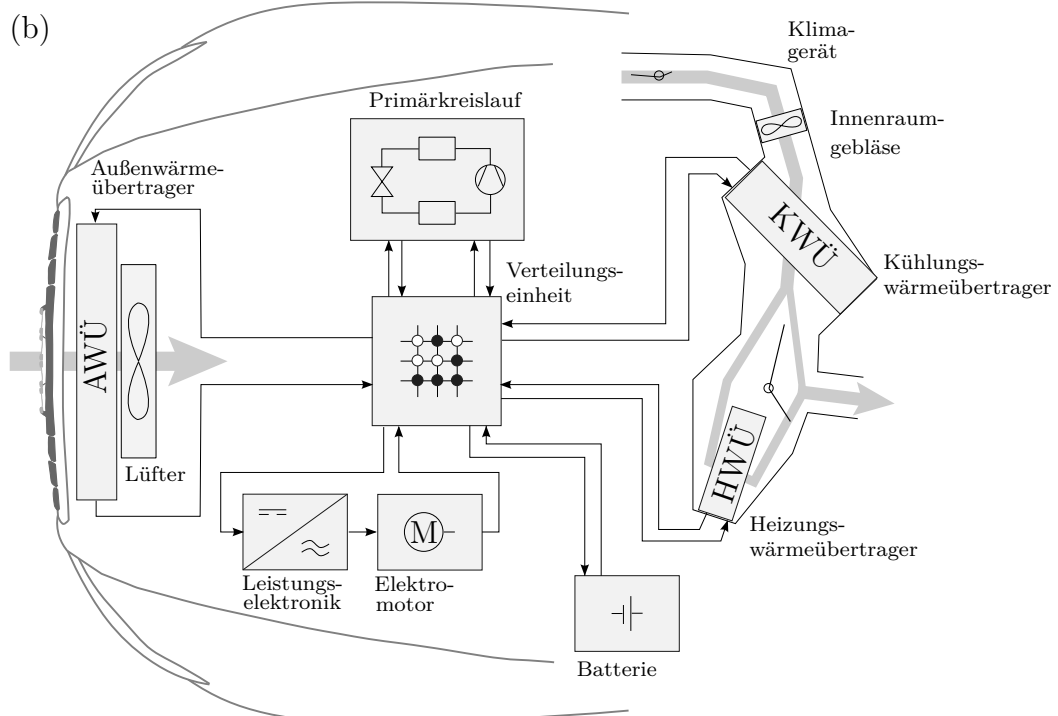
Abbildung 2.8 zeigt den grundlegenden Aufbau eines Sekundärkreislaufsystems im Vergleich mit einer konventionellen, direkt verdampfenden automobilen Serienanlage.

In Abbildung 2.8a ist beispielhaft ein Thermomanagementsystem für ein batteriebetriebenes Elektrofahrzeug mit einem um die Funktion der aktiven Batteriekühlung erweiterten konventionellen Kältemittelkreislauf dargestellt, welches in dieser Arbeit für die simulativen Untersuchungen als Referenzsystem herangezogen wird. Der direkte Verdampfer befindet sich im Klimagerät, der direkte Verflüssiger ist im Frontend verbaut. Für die Kühlung der Batterie bei hohen Umgebungstemperaturen wird parallel zum Verdampfer mit einem vorgeschalteten Expansionsventil ein Plattenwärmeübertrager mit angeschlossenem Sekundärkreislauf in den Kältemittelkreislauf eingebunden. Somit werden die Leitungen

Thermomanagement für ein batteriebetriebenes Elektrofahrzeug mit konventionellem Kältemittelkreislauf



Thermomanagement für ein batteriebetriebenes Elektrofahrzeug mittels Sekundärkreislaufsystem



**Abbildung 2.8:** Vergleich des Pkw-Thermomanagments eines batterieelektrischen Fahrzeugs: Konventioneller Kältemittelkreislauf (a), Sekundärkreislaufsystem(b).

des Kältemittelkreislaufs durch den gesamten Vorderwagen geführt. Zum Heizen des Fahrzeuginnenraums ist ein elektrischer Zuheizung erforderlich. Dieser kann entweder, wie dargestellt, in einem für die Innenraumaufheizung vorgesehenen Heizkreislauf [Lor13] oder

luftseitig im Klimagerät [GH15] verbaut sein. Eine Nutzung der Abwärmen der elektrischen Antriebskomponenten für die Innenraumaufheizung in einem Wärmepumpenmodus ist in dem hier vorgestellten Konzept nicht möglich. Hierfür müssten dem Kältemittelkreislauf zusätzliche Pfade oder Wärmeübertrager hinzugefügt werden, die beispielsweise die Leistungselektronik, den Elektromotor oder die Fahrzeugumgebung an den Kältemittelkreislauf anbinden. Dies würde jedoch die Komplexität des Kältemittelkreislaufs deutlich erhöhen und zudem das Risiko für Leckagen vergrößern.

Der schematische Aufbau eines Thermomanagement-Systems für ein batteriebetriebenes Elektrofahrzeug mit einem Sekundärkreislaufsystem ist in Abbildung 2.8b dargestellt. Im Unterschied zu Abbildung 2.8a befinden sich keine kältemitteldurchströmten Bauteile im Frontend oder im Klimagerät. Stattdessen ist ein kompakter, zentraler Kältemittelkreislauf im Vorderwagen verbaut. Die Fahrzeugumgebung, der Innenraum und die elektrischen Antriebskomponenten sind über ein Sekundärkreislauffluid an diesen Kompaktkältemittelkreislauf angebunden. Die sekundärfluidseitigen Verschaltungszustände werden abhängig vom Betriebszustand mit Hilfe einer Verteilungseinheit realisiert. Der primäre Kältemittelkreislauf hat somit die Funktion der Bereitstellung von heißem und kaltem Sekundärkreislauffluid; die Verteilungseinheit dient der Energie- und Massenverteilung. Im Klimagerät befindet sich statt eines Verdampfers ein Kühlungswärmeübertrager (KWÜ), der die in den Innenraum strömende Luft abkühlt und entfeuchtet. Der Heizungswärmeübertrager (HWÜ) dient der Aufheizung der in den Innenraum strömenden Luft. Der Außenwärmeübertrager (AWÜ) in der Fahrzeugfront dient der Übertragung der Verflüssigungswärme und der Kühlung der elektrischen Antriebskomponenten im Sommer sowie als Quelle für den Wärmepumpenmodus im Winter.

Im Vergleich mit konventionellen Klimatisierungssystemen haben Sekundärkreislaufsysteme eine Reihe von Vorteilen:

**Reduktion der Kältemittelfüllmenge:** Durch den Aufbau des kältemittelführenden Primärkreislaufs als kompakte Einheit können die Rohrleitungen und Schläuche entsprechend verkürzt werden. Dies führt zu einer Reduktion der benötigten Kältemittelmenge [Kaz06]. Während Kowsky et al. [Kow+12] eine Reduktion um 24 % beschreiben, weisen Malvicino et al. [MDR10] eine Verringerung der Kältemittelmenge um 30 % für Pkw und 60 % für Busse aus.

**Reduktion unerwünschter Wärmeübergänge und Druckverluste im Primärkreislauf:**

Durch die Verkürzung der Kältemittelleitungen werden die unerwünschten Wärmeinträge und -verluste reduziert. Vor allem bei sehr hohen und sehr tiefen Umgebungstemperaturen kann dieser Wärmeaustausch mit der Umgebung die Effizienz des Kältemittelkreislaufs beeinflussen [Kow+12]. Zudem werden durch eine Verkürzung der Verbindungselemente auch die Druckverluste reduziert. Stattdessen treten auf der Sekundärkreislauffluidseite entsprechende Wärmeübergänge und Druckverluste auf.

**Hermetische Kapselung des Kältemittelkreislaufs:** Aufgrund der kompakten Bauweise kann der Kältemittelkreislauf hermetisch gekapselt werden. Somit kann die Leckage rate reduziert werden [Pog+08]. Außerdem bestehen keine direkten Verbindungen

des Kältemittelkreislaufs zum Innenraum, zum Frontend und zu potentiellen Gefahrenquellen im Vorderwagen mehr. Dies führt zu einem Zuwachs an Flexibilität bei der Suche nach alternativen Kältemitteln. Auch der Einsatz von brennbaren Kältemitteln wäre somit denkbar [WOV97, Gho99, Eis12]. Toxische Kältemittel würden im Falle einer Beschädigung des Kältemittelkreislaufs nicht in den Fahrgastraum eindringen.

**Einbindung zusätzlicher Wärmequellen und Wärmesenken:** Durch die einfache Einbindung zusätzlicher Wärmequellen (beispielsweise Batterie, Leistungselektronik, Elektromotor oder Fahrzeugumgebung) kann der Kältemittelkreislauf bei niedrigen Umgebungstemperaturen in einem Wärmepumpenmodus betrieben und der Innenraum somit effizient geheizt werden [Kow+12]. Die Einbindung der Antriebskomponenten wäre auch bei konventionellen Klimaanlageanlagen möglich [Hom15]. Allerdings würde dies mit einer Erhöhung der Komplexität des Kältemittelkreislaufs einhergehen, was zu erhöhten Anforderungen an die Dichtigkeit der kältemittelseitigen Umschaltventile und zu ungeplanten Kältemittelverlagerungen im System beim Wechsel des Betriebsmodus führen kann. Bei verbrennungsmotorisch angetriebenen Fahrzeugen könnte beispielsweise der Motor oder der Ladeluftkühler in ein Sekundärkreislaufsystem eingebunden werden [Cha+14].

**Entfall des Verflüssigers in der Fahrzeugfront:** Der Einsatz eines indirekten Verflüssigers im kompakten Kältemittelkreislauf führt zur Entfernung des luftseitigen Verflüssigermoduls im Fahrzeug-Frontend; die verschiedenen Kühler (beispielsweise für die elektrischen Antriebskomponenten) lassen sich zusammenfassen. Neben des Flexibilitätzuwachses bei der Bauraumoptimierung [Cha+14] sind zudem ein höherer Luftmassenstrom durch das Kühlerpaket sowie eine geringere Lufteintrittstemperatur in den Niedertemperaturkühler (Kühler für die elektrischen Antriebskomponenten) zu erwarten. Dies gilt für den Vergleich mit einem System, bei welchem der direkte Verflüssiger in luftseitiger Strömungsrichtung vor dem Niedertemperaturkühler verbaut ist.

Den Vorteilen eines hier vorgestellten Sekundärkreislaufsystems stehen jedoch offensichtliche und grundsätzliche Nachteile gegenüber:

**Mögliche Herabsenkung der Systemeffizienz:** Die erforderlichen Wärmeübergänge in Sekundärkreislaufsystemen bedingen eine zusätzliche Entropieproduktion in den Wärmeübertragern. Dies führt bei Systemen mit einem verdampfer- und verflüssigerseitigen Sekundärfluidkreislauf zu einer Absenkung der Verdampfungstemperatur und des Verdampfungsdrucks sowie zu einem Anstieg der Verflüssigungstemperatur und des Verflüssigungsdrucks. Aufgrund der Erhöhung der erforderlichen Verdichterleistung sinkt die Systemeffizienz. Die ebenfalls erforderliche Antriebsleistung der Pumpen im Sekundärfluidkreislauf lässt die Effizienz des Gesamtsystems weiter absinken. Zwar werden in der Literatur Verbesserungen des thermischen Gesamtverhaltens mit Verbrauchseinsparungen von bis zu 5 % beschrieben [Ap07, ALD11, BBP11, Di+11, Mal+12, LR14]; allerdings sind dies maximal mögliche Extremwerte, bei denen verschiedene zu kühlende Komponenten oder die zu kühlende Ladeluft eines Verbrennungsmotors über entsprechende Wärmeübertrager in einen gemeinsamen

Sekundärkreislauf eingebunden werden. Die von Jokar et al. [JHE05] durchgeführten Messungen an einem Sekundärkreislaufsystem mit kompaktem Kältemittelkreislauf untersuchen die Veränderung des COP bei hohen Umgebungstemperaturen. Im Vergleich mit einem konventionellen Kältekreis zur Klimatisierung eines Fahrzeugs treten hierbei Effizienzeinbußen von bis zu 20 % auf. Auch Ghodbane [Gho00] beschreibt grundlegende Versuche an einem Prüfstand mit Sekundärkreislauf auf der Verdampferseite. Insgesamt hat das System im Sommerbetrieb eine 10 – 15 % höhere Leistungsaufnahme als ein vergleichbarer konventioneller Kältemittelkreislauf. Aufgrund der thermischen Kapazität des in den Sekundärkreisläufen geführten Fluids kann das transiente Verhalten bei Fahrzeugen mit Start-Stopp-Funktion jedoch verbessert werden. So kann die Innenraumklimatisierung auch beim Abschalten des Kältemittelverdichters noch über einen gewissen Zeitraum aufrechterhalten werden, was zu einer Steigerung des Insassenkomforts führt [Eis12, Lem15].

**Zusätzlicher Komponentenbedarf:** Im Vergleich zu konventionellen Klimaanlage benötigen Sekundärkreislaufsysteme zusätzliche Komponenten wie Wärmeübertrager und Pumpen in den Sekundärfluidkreisläufen. Außerdem werden sekundärfluidseitige Umschaltventile oder eine entsprechende Verteilungseinheit zur Aufteilung der Energie- und Massenströme in den Sekundärkreisläufen benötigt.

Die Frage nach den Kosten eines Sekundärkreislaufsystems lässt sich nicht eindeutig beantworten. Durch die kompakte, modulare Bauweise sowie die Reduktion der Kältemittelfüllmenge sinken die Wartungs- und Herstellungskosten [Hes96] des Kältemittelkreislaufs. In der Fahrzeugfertigung könnte der Kompaktkältemittelkreislauf beispielsweise als Modul direkt an die Montagelinie geliefert werden, sodass nur noch die Sekundärfluidkreisläufe angeschlossen werden müssen und die kältemittelseitige Dichtigkeitsprüfung entfällt. Auch die Vereinfachungen auf der Kältemittelseite (Reduktion der Ventile) und die Verlagerung eines Teils der Regelung und Steuerung von der Kältemittel- auf die Sekundärkreislauffluidseite reduzieren die Kosten. Allerdings werden gegebenenfalls zusätzliche Komponenten wie Wärmeübertrager und Pumpen für ein solches System benötigt.

Die natürliche thermische Kapazität des Sekundärkreislauffluids kann durch das Hinzufügen von thermischen Energiespeichersystemen vergrößert werden. Neben den bereits beschriebenen Vorteilen bietet der Einsatz von Sekundärkreislaufsystemen auch die Möglichkeit der Energiespeicherung in den Sekundärkreisläufen. Auf diese Weise lassen sich entsprechende Strategien zur Vorkonditionierung umsetzen. So gibt es neben der Verwendung eines Eiswasserspeichers [RK98, EHR13] weitere Formen der Kältespeicherung mittels Phasenübergang, beispielsweise mit Paraffin [Yah12]. Weiterhin besteht die Möglichkeit, auch die Hochvoltbatterie als thermischen Energiespeicher zu verwenden [Zho+12]. Für eine genaue Bewertung und Diskussion von thermischen Energiespeichersystemen sei an dieser Stelle an Weustenfeld [Weu17] verwiesen.

## 3 Modellierung eines Sekundärkreislaufsystems

Dieses Kapitel beschreibt die Modellierung der verwendeten Kälte- und Kühlmittelkreislaufkomponenten sowie weiterer relevanter Baugruppen. Für die Formulierung der entstehenden Gleichungssysteme hat sich die Modellierungssprache Modelica etabliert. Hierbei handelt es sich um eine objektorientierte, gleichungsbasierte Programmiersprache zur Beschreibung komplexer physikalischer Modelle, deren Entwicklung durch eine gemeinnützige Organisation von Modellierern und Softwareentwicklern erfolgt. In dieser Arbeit wird die Modelica-Version 3.2 verwendet [The10]. Als Entwicklungsumgebung für die Programmierung und Visualisierung wird die Software Dymola der Firma Dassault Systèmes S. A. in der Version 2014 FD01 verwendet [Das13]. Die simulative Abbildung der untersuchten Komponenten und Teilsysteme erfolgt auf Basis der Modelica Bibliothek TIL, einer Entwicklung der TLK Thermo GmbH und des Instituts für Thermodynamik an der TU Braunschweig. Aufgrund der flachen, offenen und objektorientierten Struktur ist es möglich, auch Untersysteme zu modifizieren und zu erweitern [TLK14].

Auf die thermophysikalischen Stoffeigenschaften der verwendeten Medien wird durch die Einbindung der Stoffdatenbibliothek TILMedia Suite zugegriffen. Diese beinhaltet Berechnungsroutinen der Fluideigenschaften aus der Stoffdatenbank REFPROP [Nat11], um sämtliche Stoffdaten der verwendeten Medien zu berechnen. Zur Erhöhung der Rechengeschwindigkeit kann zudem eine tabellenbasierte Berechnungsmethode verwendet werden, die auf bi-kubischer Spline-Interpolation aufbaut [Sch13].

### 3.1 Komponentenmodellierung

#### 3.1.1 Kältemittelkreislaufkomponenten

##### Verdichter

Als Basis für die Modellierung des elektrischen Scrollverdichters dient der Ansatz von Schedel et al. [Sch+13]. Er basiert auf einer isentropen Verdichtung des Kältemittels zwischen Niederdruck- und Hochdruckseite mit der Berücksichtigung von Verlusttermen, mit denen das Modell durch einen Vergleich mit Messdaten angepasst werden kann. Folgende Verlustanteile werden berücksichtigt [Sch+13]:

- Druckverluste auf der Saugseite (Motor und Ventil)
- Interne Leckage zwischen Druck- und Saugseite
- Reibwärme  $\dot{Q}_{Reib}$  der Scroll-Spiralen und Lager

- Verluste von Elektromotor und Leistungselektronik und daraus folgende Sauggasaufheizung
- Wärmeübertragung durch das Gehäuse an die Umgebung
- Verluste durch Rückexpansion

#### Expansionsventil

Als elektrisch verstellbares Drosselorgan wird im Kältemittelkreislauf das Modell einer Orifice Fixblende verwendet. Allerdings wird die veränderliche effektive Querschnittsfläche  $A_{\text{eff}} = \gamma \cdot A_{\text{real}}$  durch ein entsprechendes Regelungskonzept von außen vorgegeben, sodass das Betriebsverhalten eines elektrisch ansteuerbaren Expansionsventils abgebildet werden kann. Hierbei ist  $\gamma$  die Einschnürzahl und  $A_{\text{real}}$  der freie Blendenquerschnitt [Rai05]. Das Drosselverhalten wird als isenthalp angenommen, sodass der Austrittszustand des Kältemittels bei bekanntem Eintrittszustand (Druck und Enthalpie) und gegebenem Austrittsdruck vollständig bestimmt ist. Der Massenstrom lässt sich in Anlehnung an DIN EN 60534-2-1:2012-01 [Deu12b] berechnen:

$$\dot{m}_{\text{KM}} = A_{\text{eff}} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{\text{KM,EXV,ein}} \cdot (p_{\text{KM,EXV,ein}} - p_{\text{KM,EXV,aus}})} \quad (3.1)$$

#### Kältemittelsammler

Für die Modellierung des niederdruckseitigen Kältemittelsammlers wird der ideale Sammler aus der TIL-Bibliothek als Ausgangsbasis verwendet. Es wird von einer idealen Abtrennung der Phasen ausgegangen. Bei hohen oder niedrigen Füllständen kann diese vollständige Abtrennung jedoch nicht mehr gewährleistet werden, sodass ein Teil des Kältemittels im dampfförmigen bzw. flüssigen Zustand aus dem Kältemittelsammler austritt [Rai05]. Bedingt durch den realen Aufbau mit einem U-förmigen Steigrohr, das für die Ölzuführung mit einem Bohrloch im Scheitel versehen ist, wird nicht nur gasförmiges sondern auch flüssiges Kältemittel zum Sammleraustritt geführt. Durch eine Modifikation des idealen Sammlermodells wird berücksichtigt, dass der Austrittsdampfgehalt, beispielsweise nach dem Abgleich mit Daten aus experimentellen Untersuchungen, entsprechend mit einer fixen Vorgabe  $x_{\text{KM,SM,aus}} < 1$  eingestellt werden kann [Rai+06].

#### Direkter Verdampfer und direkter Verflüssiger

Für den Vergleich des kompakten Kältemittelkreislaufs mit einem konventionellen System (Abschnitt 6.3) werden bestehende Modelle für einen Verdampfer und einen Verflüssiger verwendet. Der im Klimagerät des Fahrzeugs verbaute direkte Verdampfer basiert auf dem TIL-Modell eines Multi Port Extruded Tube (MPET)-Wärmeübertragers und ist als Kreuzgegenstromwärmeübertrager ausgeführt. Auf der Kältemittelseite wird der Wärmeübergang im Zweiphasengebiet durch einen konstanten Wärmeübergangskoeffizienten definiert; im einphasigen Bereich wird dieser nach Gnielinski und Dittus-Bölder [Gni76, BS13] beschrieben. Auf der Luftseite wird der Wärmeübergang nach Park und Jacobi

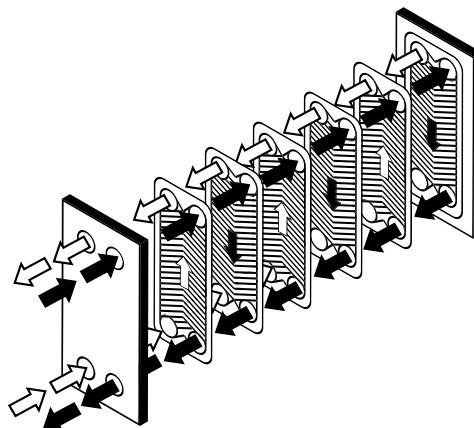


[PJ09] berechnet. Der kältemittelseitige Druckverlust hängt quadratisch vom Kältemittelmassenstrom sowie der Kältemitteldichte ab [JNC06, Lon10]. Auf der Luftseite wird der Druckverlust vernachlässigt. Berücksichtigt wird jedoch die Kondensation des in der Luft gebundenen Wassers an der Wärmeübertrageroberfläche sowie die Wassereinspeicherung in der Komponente nach Böttcher [Böt06].

Der bei einem Fahrzeug mit einer konventionellen Klimaanlage im Frontend verbaute Verflüssiger wird ebenfalls als MPET-Wärmeübertrager modelliert. Der kältemittelseitige Wärmeübergang wird im einphasigen Bereich nach Gnielinski und Dittus-Bölder [Gni76, BS13], im Zweiphasengebiet nach Shah [Sha79] berechnet. Auf der Luftseite wird die Nusselt-Zahl in Abhängigkeit von der Reynolds- und Prandtl-Zahl berechnet [BS13].

### 3.1.2 Modellierung des Wärmeübergangs bei der Verdampfung und der Verflüssigung in einem Plattenwärmeübertrager

Neben den in Abschnitt 2.4 vorgestellten Sekundärkreislaufsystemen für Pkw finden Plattenwärmeübertrager auch in der Chemieindustrie, in der stationären Kältetechnik sowie in der Lebensmittelverarbeitung Anwendung. Plattenwärmeübertrager zeichnen sich durch eine hohe Effektivität für die Wärmeübertragung bei kompakter Bauweise aus. Die Tatsache, dass die Anzahl der Platten je nach Anwendungsfall variiert werden kann, gewährleistet eine hohe Flexibilität bei der Auslegung [SWM07]. Ein hartgelöteter Plattenwärmeübertrager (*Brazed Plate Heat Exchanger*, BPHE) besteht wie in Abbildung 3.1 dargestellt aus mehreren aufeinandergelöteten Platten, zwischen denen zwei oder mehr Fluide alternierend durch die Plattenzwischenräume strömen und thermische Energie übertragen. Nach Sha und Sekulic [SS03] eignet sich eine solche Art von Wärmeübertragern für von einem Sekundärkreislauffluid durchströmte Verdampfer und Verflüssiger zum Abkühlen und zum Aufheizen eines entsprechenden Sekundärkreislauffluids. Aufgrund ihrer kompakten Bauweise und ihres geringen inneren Volumens bieten sich Plattenwärmeübertrager zudem für den Einsatz in automobilen Anwendungen, insbesondere in Sekundärkreislaufsystemen, an.



**Abbildung 3.1:** Schematischer Aufbau eines hartgelöteten Plattenwärmeübertragers [Mar13].

Eine Reihe von Forschungsarbeiten widmet sich der Modellierung der Wärmeübergänge in Plattenwärmeübertragern [DK00, DPŠ09, Dur+09, Hua10, Lon12]. Während der einphasige Wärmeübergang bei Fluiden bereits hinreichend untersucht worden ist, wird das Verhalten zweiphasiger Fluide kontrovers diskutiert. Bei der Verdampfung wird der Wärmeübergangskoeffizient im Allgemeinen sowohl durch das gesättigte Blasensieden als auch durch das Strömungssieden beeinflusst. Es herrscht jedoch keine Einigkeit darüber, welche dieser beiden Siedeformen in Plattenwärmeübertragern dominierend ist. Zudem sind nur wenige Daten über die Verdampfung von Kältemitteln vorhanden. Vor allem zeotrope Kältemittelgemische, bei denen die Zusammensetzung von Flüssigkeit und Dampf im Dampf-Flüssigkeits-Gleichgewicht stets unterschiedlich ist, sind bisher kaum untersucht worden. Eine detaillierte Sammlung und Beschreibung vieler bekannter Korrelationen findet sich bei Eldeeb et al. [EAR14b]. Dort werden auch simulative Untersuchungen mit verschiedenen Kältemitteln durchgeführt. Die jeweiligen Wärmeübergangskoeffizienten für die Verdampfung weichen jedoch in Abhängigkeit von der verwendeten Korrelation stark voneinander ab.

Auch für den Wärmeübergang während der Verflüssigung in Plattenwärmeübertragern gibt es bisher keine allgemeingültige Korrelation. Die Verflüssigung bzw. Kondensation von Dämpfen kann auf zwei Arten stattfinden: Durch Filmkondensation oder durch Tropfenkondensation. Da Tropfenkondensation an technischen Oberflächen im Allgemeinen nicht zu beobachten ist [Köh14], wird der Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern durch Filmkondensation dominiert. Genau wie bei der Verdampfung tritt auch bei der Simulation der Verflüssigung je nach verwendeter Korrelation eine große Streuung bei der Vorhersage des Wärmeübergangskoeffizienten auf [EAR14a]. Jokar et al. [JHE06] entwickeln beispielsweise eine Korrelation für die Verflüssigung des Kältemittels R-134a in einem Plattenwärmeübertrager eines Pkw-Kältemittelkreislaufs. Die Abweichung der entwickelten Korrelation von den experimentell ermittelten Daten wird hier mit bis zu 25 % angegeben.

Eine entscheidende Rolle bei der Modellierung von Wärmeübergangskorrelationen spielt die Ähnlichkeitstheorie. Unter Anwendung der Ähnlichkeitstheorie besteht die Möglichkeit, dimensionslose Kennzahlen abzuleiten und somit die Zahl der Einflussfaktoren auf den Wärmeübergang zu reduzieren [Köh14, BS13, Ghe13]. Tabelle 3.1 enthält die wichtigsten dimensionslosen Kennzahlen, deren Berechnungsvorschrift sowie die physikalische Bedeutung. Eine Darstellung des Wärmeübergangskoeffizienten ist in dimensionsloser Schreibweise mit Hilfe der Nusselt-Zahl  $Nu$  möglich. Dabei entspricht die Nusselt-Zahl dem dimensionslosen Temperaturgradienten an der Wandoberfläche und ist somit ebenso wie das dimensionslose Temperaturfeld eine Funktion von  $Re$ ,  $Gr$  und  $Pr$  [Köh14, BS13]. Es gilt somit

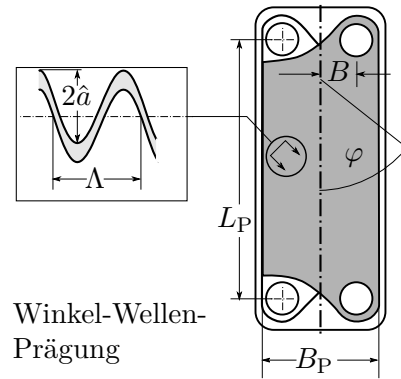
$$Nu = Nu(Re, Gr, Pr) \quad (3.2)$$

Die Modellierung der Plattenwärmeübertrager des Kältemittelkreislaufs erfolgt im Simulationsmodell diskretisiert in einzelnen Bilanzräumen (Zellen). Für jede Zelle können somit die thermophysikalischen Eigenschaften des Fluids und daraus die Wärmeübertragungs- und Druckverlustkoeffizienten berechnet werden. Für die Modellierung des kältemittelseitigen Wärmeübergangs wird ein Plattenwärmeübertrager-Modell aus TIL verwendet. Die

**Tabelle 3.1:** Berechnungsvorschrift und physikalische Bedeutung dimensionsloser Kennzahlen für die Berechnung von Wärmeübertragern: Reynolds-Zahl ( $Re$ ), Grashof-Zahl ( $Gr$ ), Prandtl-Zahl ( $Pr$ ) und Nusselt-Zahl ( $Nu$ ).

Berechnungsvorschrift	Physikalische Bedeutung
$Re = \frac{\rho \cdot w \cdot d_h}{\eta} = \frac{w \cdot d_h}{\nu}$	Verhältnis von Trägheits- zu Reibungskraft
$Gr = \frac{\beta \cdot g \cdot l^3}{\nu^2} \cdot  T_{\text{Wand}} - T_{\text{Umg}} $	Verhältnis von Auftriebs- zu Reibungskraft
$Pr = \frac{\nu}{a} = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda}$	Verhältnis von Zähigkeit zu Wärmeleitfähigkeit
$Nu = \frac{\alpha \cdot d_h}{\lambda}$	Verhältnis von konvektivem zu diffusem Wärmetransport

für die Berechnung erforderlichen Geometrien für den Fluidstrom zwischen zwei Platten zeigt Abbildung 3.2.



**Abbildung 3.2:** Geometrien einer einzelnen Platte in einem Plattenwärmeübertrager [Mar13].

Zunächst wird der hydraulische Durchmesser

$$d_{\text{hyd}} = \frac{4 \cdot \hat{a}}{\Phi} \quad (3.3)$$

berechnet. Dabei ist  $\hat{a}$  die Amplitude des sinusförmigen Wellenmusters und  $\Phi$  der Flächenvergrößerungsfaktor, welcher das Verhältnis der gewellten zur projizierten Plattenfläche angibt. Für eine sinusförmige Wellung berechnet sich dieser wie folgt:

$$\Phi(X) \approx \frac{1}{6} \cdot \left( 1 + \sqrt{1 + X^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{X^2}{2}} \right) \quad (3.4)$$

Dafür wird das Verhältnis der Amplitude zur Wellenlänge, genannt Wellenzahl  $X$  verwendet:

$$X = \frac{2 \cdot \pi \cdot \hat{a}}{\Lambda} \quad (3.5)$$

Die Strömungsgeschwindigkeit  $v$  ist schließlich der Quotient aus dem Volumenstrom durch den Spalt zwischen zwei Platten und der mittleren Querschnittsfläche des Spalts:

$$v = \frac{\dot{V}}{2 \cdot \hat{a} \cdot B_P} \quad (3.6)$$

Ausgangsbasis für die Berechnung der Nusselt-Zahl auf der Kältemittelseite ist die so genannte Dittus-Bölder-Gleichung [DB30], die in Gleichung 3.7 in der Form von McAdams [McA33, Win98] angegeben wird:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \quad (3.7)$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangs im Verflüssiger wird die von Akers et al. [AD59] modifizierte Gleichung

$$Nu = C \cdot Re_{\tilde{a}}^k \cdot Pr_1^n \quad (3.8)$$

gewählt. Dabei ist  $Re_{\tilde{a}}$  die äquivalente Reynoldszahl für die zweiphasige Strömung, welche sich aus einer äquivalenten Geschwindigkeit mit einem wiederum äquivalenten Massenstrom in Abhängigkeit des Dampfanteils  $x$  zu

$$\dot{m}_{\tilde{a}} = \dot{m}_{\text{hyd}} \cdot \left[ (1 - x) + x \left( \frac{\rho_f}{\rho_g} \right)^{\frac{1}{2}} \right] \quad (3.9)$$

berechnen lässt. Die dazu angegebenen empirischen Korrekturfaktoren für  $Re < 50000$  sind  $C = 5,03$ ,  $k = \frac{1}{3}$  und  $n = \frac{1}{3}$ . Die an dieser Stelle in Gleichung 3.10 beschriebene Korrelation [AD59] wird auch in experimentellen Untersuchungen von Longo [Lon08] für die Beschreibung der Verflüssigung des Kältemittels R-134a in Plattenwärmeübertragern als Vergleich herangezogen:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda} = C \cdot Re^k \cdot Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.10)$$

Für die Beschreibung des kältemittelseitigen Wärmeübergangs im Verdampfer sowie der sekundärfluidseitigen Wärmeübergänge in Verdampfer und Verflüssiger wird die Korrelation nach L         [Mar13] verwendet:

$$Nu = 1,615 \cdot \left[ \left( \frac{\xi \cdot Re}{64} \right) \cdot Re \cdot Pr \cdot \frac{d_{\text{hyd}}}{L} \right] \quad (3.11)$$

Hierbei ist  $L = \frac{\Lambda}{\sin(2\varphi)}$  die Länge zwischen zwei Kreuzungspunkten der Wellenpr  gung.

Da bei der Modellierung des Druckverlustes abhängig von der Methode eine große Streuung auftritt [DPŠ09], werden hierfür die folgenden vereinfachenden Annahmen getroffen: Der kältemittelseitige Druckverlust im Verflüssiger sowie die sekundärfluidseitigen Druckverluste in Verdampfer und Verflüssiger werden vernachlässigt; für die Beschreibung des kältemittelseitigen Druckverlustes im Verdampfer wird eine einfache quadratische Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom und der Dichte gewählt [JNC06, Lon10].

Es ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass der Einfluss des in einem realen Kältemittelkreislauf befindlichen Öls auf den Massenstrom und die Wärmeübergänge in allen hier vorgestellten Simulationsmodellen unberücksichtigt bleibt.

### 3.1.3 Sekundärkreislaufkomponenten

#### Innenraumwärmeübertrager

Als Wärmeübertrager für die Aufheizung der Luft wird ein konventioneller Heizungswärmeübertrager (HWÜ) aus einem Fahrzeug der Kompaktklasse verwendet, der mit Hilfe eines MPET-Wärmeübertragermodells abgebildet wird. Für die Berechnung des Wärmeübergangs auf der Seite des Sekundärkreislauffluids wird in Abstimmungen mit Messdaten ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{SF} = 3000 \frac{W}{m^2 K}$  angenommen, während luftseitig die Wärmeübergangskorrelation von Park und Jacobi [PJ09] verwendet wird.

Die Abkühlung und Entfeuchtung der in den Fahrzeuginnenraum strömenden Luft erfolgt im Sekundärkreislaufsystem über einen im Klimagerät verbauten Sekundärkreislauffluid-Luft-Wärmeübertrager. Da ein solcher Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) in konventionellen Klimatisierungskonzepten nicht vorhanden ist, sind entsprechende Annahmen für die Auslegung und Modellierung zu treffen. Auch hierfür bildet ein MPET-Wärmeübertrager die Basis. Die Geometrien auf der Seite des Sekundärkreislauffluids sind denen eines konventionellen Heizungswärmeübertragers nachempfunden. Da der KWÜ im Klimagerät den Bauraum des konventionellen Verdampfers einnimmt, werden für die Luftseite Geometrien angenommen, die denen eines konventionellen Verdampfers entsprechen. Dieser neuartige Wärmeübertrager ist nach dem Kreuzgegenstromprinzip ausgeführt. Ausgehend von der Modellierung des Heizungswärmeübertragers wird ein Wärmeübergangskoeffizient für die Sekundärfluidseite von  $\alpha_{SF} = 3000 \frac{W}{m^2 K}$  gewählt. Luftseitig wird die Korrelation von Park und Jacobi [PJ09] verwendet. Wie bei einem konventionellen direkten Verdampfer wird auch beim Kühlungswärmeübertrager die Entfeuchtung der Luft nach Böttcher [Böt06] berücksichtigt.

#### Umgebungswärmeübertrager

Für die Abgabe der vom Sekundärfluid aufgenommenen Wärme am indirekten Verflüssiger und für die Kühlung der elektrischen Antriebskomponenten sowie als Quelle für die Wärmepumpe im Winter wird ein Sekundärkreislauffluid-Luft-Wärmeübertrager in der

Fahrzeug-Front (Frontend) verbaut. Die Geometrien orientieren sich an denen eines indirekten Ladeluftkühlers eines leistungsgesteigerten Fahrzeugs der Oberklasse. Da bei dem Umgebungswärmeübertrager der luftseitige Wärmeübergang den Wärmestrom limitiert, kann auf der Sekundärkreislauffluidseite wie bei den Innenraumwärmeübertragern ein konstanter Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{SF}$  im Modell angenommen werden. Der luftseitige Wärmeübergang wird analog zum Heizungswärmeübertrager nach Park und Jacobi [PJ09] berechnet.

## Elektrische Antriebskomponenten

Da in dieser Arbeit die Bewertung des Kältemittelkreislaufs und der Sekundärkreisläufe im Vordergrund stehen, werden die elektrischen Antriebskomponenten (Elektromotor, Leistungselektronik, Batterie) jeweils als einfache, null-dimensionale thermische Masse (Kapazität) modelliert. Im Inneren der Komponente liegt somit kein Temperaturgradient vor. Die Kapazität ist mit zwei Wärmeströmen verbunden: Zum Einen mit der im Betrieb entstehenden Wärmemenge im Inneren der Komponente, zum Anderen steht die Masse mit einer vom Sekundärkreislauffluid durchströmten Rohrleitung in thermischem Austausch. Ausgehend von den elektrischen Antriebskomponenten eines Fahrzeugs werden die thermischen Massen entsprechend vorgegeben [Ent+14]. Das in den Rohrleitungen strömende Sekundärkreislauffluid kann somit Abwärme der Komponenten aufnehmen oder die Antriebseinheit entsprechend erwärmen. Aus der Summe aller Wärmeströme lässt sich zudem die Temperaturänderung der Komponente berechnen. Es gilt:

$$m \cdot c_v \cdot \frac{dT}{dt} = \sum \dot{Q} \quad (3.12)$$

Der Wärmeübergang zwischen Fluid und Komponente wird mit Hilfe eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  berechnet. Die Kanalstruktur wird mit Hilfe des Modells einer Rohrleitung abgebildet, deren Geometrien sich an Abschätzungen des Fluidvolumens innerhalb der elektrischen Antriebskomponenten orientieren. Bei Annahme eines gegebenen Rohrdurchmessers von  $d_{Kanal,innen} = 16 \text{ mm}$  ergibt sich die Rohrlänge zu

$$l_{Rohr} = \frac{V_{SF,Komponente}}{\frac{\pi}{4} \cdot d^2} \quad (3.13)$$

Die thermische Masse wird mit einem vom Fahrzustand abhängigen Abwärmestrom beaufschlagt, der sich mit Hilfe eines einfachen Fahrleistungsmodells berechnen lässt [Ent+14, Weu+14].

## Elektrischer Zuheizer

Abhängig von den Systemkonfigurationen oder Betriebsbedingungen wird in einigen Untersuchungen ein einfaches Modell eines elektrischen Zuheizers verwendet. Ähnlich wie bei den elektrischen Antriebskomponenten wird hierbei ein vom Sekundärkreislauffluid

durchströmtes Rohrleitungsstück mit einem vorgegebenen Wärmestrom beaufschlagt. Diese Wärmemenge wird dabei mit einem Wirkungsgrad von  $\eta = 0,96$  an das Sekundärkreislauffluid übertragen.

## Leitungen

Für die Untersuchungen des Einflusses der thermischen Massen in den Sekundärkreisläufen auf die Positionierung des kompakten Kältemittelkreislaufs in Abschnitt 6.2 ist es erforderlich, die Wärmeübergänge an der Innen- und Außenseite der Sekundärfluidleitungen zu modellieren. Der Wärmeübergang an der Leitungsinnenseite wird mit Hilfe der Korrelationen von Gnielinski und Dittus-Bölder beschrieben [Gni76, BS13]. An der Leitungsaußenseite wird der Wärmeübergang nach Gnielinski [Gni13b] für erzwungene Konvektion an einem quer angeströmten Rohr berechnet. Mit der charakteristischen Länge

$$l = \frac{\pi}{2} \cdot d_{\text{Ltg,aussen}} \quad (3.14)$$

lässt sich in Abhängigkeit der Anströmgeschwindigkeit die Nusselt-Zahl berechnen (vgl. Abschnitt 6.2).

### 3.1.4 Fahrzeuginnenraum

Für die Abbildung des Fahrzeuginnenraums und der Wechselwirkungen der Einbauten untereinander sowie des Wärme- und Strahlungsaustausches mit der Umgebung wird ein von der Firma TLK-Thermo GmbH entwickeltes Innenraummodell eines Fahrzeugs der Kompaktklasse verwendet [Kai+12, TLK14]. Das Modell enthält ein Luftvolumen, welches mit allen den Innenraum umgebenden Bauteilen und den Innenraumkomponenten in thermischem Austausch steht. Im Einzelnen sind dies die Sitze, die Fenster und Wände, das Armaturenbrett sowie Fahrzeugdach und -boden. Zur Berücksichtigung der thermischen Trägheiten im Inneren des Klimageräts wird zudem ein einfaches Kanalmodell in das Innenraummodell integriert und mit Hilfe einer Messung parametrisiert. Durch den Einbau von Ventilen kann außerdem die Luftverteilung innerhalb des Klimageräts (Umluftbetrieb, Steuerung der Temperaturklappe) nach Bedarf eingestellt werden [Weu17]. Die Anzahl der im Fahrzeuginnenraum befindlichen Personen kann ebenfalls verändert werden und beeinflusst den zusätzlichen thermischen Energie- und Feuchtigkeitseintrag in den Innenraum. Es wird jedoch während aller Untersuchungen angenommen, dass sich lediglich eine Person im Fahrzeug befindet. Weiterhin werden die äußeren Einflüsse wie Temperatur, Luftfeuchtigkeit, Sonneneinstrahlung und Windgeschwindigkeit im Modell berücksichtigt.

## 3.2 Aufbau des Gesamtsystems

Mit Hilfe der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Komponentenmodelle wird ein Gesamtfahrzeugsystem aufgebaut. Dabei lässt sich das Gesamtfahrzeugmodell in mehrere Teilmodelle, wie beispielsweise den Kältemittelkreislauf oder das Klimagerät mit den Innenraumwärmeübertragern, unterteilen. Für die einzelnen Kreisläufe werden die zu verwendenden Medien im TIL-SIM (TIL-System Information Manager) vorgegeben. Damit alle Komponenten und Teilmodelle im System miteinander kommunizieren können, wird ein Signal-Bus-System aufgebaut, in dem beliebig viele Variablen gespeichert und weitergeleitet werden können. Alle an diesen Signal-Bus angeschlossenen Komponenten haben Zugriff auf alle entsprechend hinterlegten Systemgrößen. So können beispielsweise Vorgaben für die Umgebungsbedingungen oder einzuregelnde Vorgaben von allen Komponenten und Teilmodellen eingelesen werden. Für jedes Teilsystem werden zudem zentrale Regelungsmodule aufgebaut, die Soll-Verläufe einlesen und als Eingangsgröße für die Systemregelung weiterverarbeiten. Zu diesen Vorgaben zählen neben den Umgebungsbedingungen auch Fluidmassenströme, Komponentenabwärmen und Leistungsvorgaben.

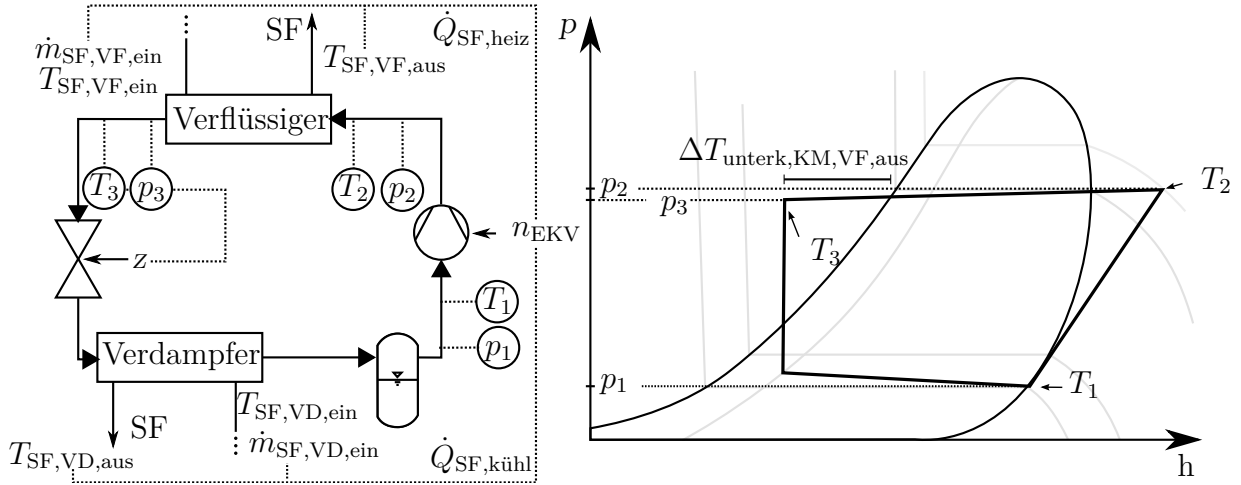
Für den Kältemittelkreislauf lassen sich aus regelungs-, betriebs- und auslegungstechnischer Sicht nach Jensen und Skogestad [JS07] die folgenden fünf Freiheitsgrade identifizieren:

- Verdichterleistung (Einstellung durch Drehzahlvorgabe)
- Wärmeübergänge (Wärmekapazitätsströme) am Verdampfer
- Wärmeübergänge (Wärmekapazitätsströme) am Verflüssiger
- aktive Kältemittelmenge
- Öffnungsquerschnittsfläche des Expansionsventils

Da die Wärmeübergänge am Verdampfer und Verflüssiger durch die Größe der Wärmeübertrager limitiert sind und eine Regelung der aktiven Kältemittelmenge nur mit einem zusätzlichen Absperrventil möglich ist, verbleiben als Freiheitsgrad lediglich die Verdichterdrehzahl und die Ventilöffnung. Weitere theoretisch mögliche Freiheitsgrade, wie zum Beispiel das Abscheideverhalten des Kältemittelsammlers [Boc09], bleiben an dieser Stelle unberücksichtigt. Abbildung 3.3 zeigt das vereinfachte Regelungsschema für einen Kältemittelkreislauf mit Niederdrucksammler und die hierfür relevanten Systemgrößen.

Hierbei wird die Verdichterdrehzahl zur Regelung der Leistungsanforderung verwendet; mit der variablen Querschnittsfläche des elektrischen Expansionsventils kann die Unterkühlung am Verflüssigeraustritt geregelt werden. Der Kaltdampfprozess wird abhängig davon, ob eine Kühlleistung  $\dot{Q}_{\text{kühl}}$  (Kühlfall) oder eine Heizleistung  $\dot{Q}_{\text{heiz}}$  (Wärmepumpenfall) vom System gefordert wird, mit einem PI-Regler über ein stetiges Anpassen der Verdichterdrehzahl geregelt. Im Reheat-Modus ist die anfallende Heizleistung direkt an die geforderte Kühlleistung gekoppelt; bei einem Überschuss wird ein Teil der Heizleistung an die Umgebung abgeführt, bei einem Defizit wäre ein elektrischer Zuheiz im Fahrzeug zu betreiben. Die Kühl- bzw. Heizleistung auf der Sekundärfluidseite wird mit





**Abbildung 3.3:** Regelungsschema eines Kältemittelkreislaufs mit Niederdrucksammler: Aus  $p_3$  und  $T_3$  wird die kältemittelseitige Unterkühlung  $\Delta T_{\text{unterk}, \text{KM}, \text{VF}, \text{aus}}$  berechnet und mit Hilfe der Stellung des Expansionsventils  $z_{\text{EXV}}$  auf einen Sollwert geregelt. Über eine Regelung der Verdichterdrehzahl  $n_{\text{EKV}}$  erfolgt eine Regelung der sekundärfluidseitigen Kühl- oder Heizleistung  $\dot{Q}_{\text{SF}, \text{kühl}}$  bzw.  $\dot{Q}_{\text{SF}, \text{heiz}}$ .

Hilfe der Fluidmassenströme  $\dot{m}_{\text{SF}}$  und am Ein- und Austritt der Wärmeübertrager gemäß Gleichung 3.15 bzw. Gleichung 3.16 berechnet [MWK14]:

$$\dot{Q}_{\text{SF}, \text{kühl}} = \dot{m}_{\text{SF}, \text{VD}} \cdot c_{p, \text{SF}, \text{VD}} \cdot (T_{\text{SF}, \text{VD}, \text{aus}} - T_{\text{SF}, \text{VD}, \text{ein}}) \quad (3.15)$$

$$\dot{Q}_{\text{SF}, \text{heiz}} = \dot{m}_{\text{SF}, \text{VF}} \cdot c_{p, \text{SF}, \text{VF}} \cdot (T_{\text{SF}, \text{VF}, \text{aus}} - T_{\text{SF}, \text{VD}, \text{ein}}) \quad (3.16)$$

Die Einstellung der gewünschten Unterkühlung erfolgt in einem System mit Niederdrucksammler über eine Regelung des Expansionsventils. Generell könnten zur Systemoptimierung verschiedene Systemgrößen verwendet werden, dennoch hat sich die Unterkühlung  $\Delta T_{\text{unterk}}$  in der Praxis bewährt und kann direkt angewendet werden [JS07].

Der COP (*Coefficient of Performance*) lässt sich je nach Lastfall mit Hilfe einer Bilanzierung der Sekundärkreislauffluidseite berechnen, wobei  $P_{\text{el}, \text{EKV}}$  nur die Verdichterleistung beschreibt und die auftretenden Pumpenleistungen vernachlässigt werden:

$$\text{COP}_{\text{kühl}} = \frac{\dot{Q}_{\text{SF}, \text{kühl}}}{P_{\text{el}, \text{EKV}}} \text{ bzw. } \text{COP}_{\text{heiz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{SF}, \text{heiz}}}{P_{\text{el}, \text{EKV}}} \quad (3.17)$$

Ein vergleichbares Regelungskonzept wird auch für den Betrieb der in Kapitel 4 beschriebenen Versuchsanlage angewendet. Es ist jedoch an dieser Stelle anzumerken, dass eine solche Leistungsregelung mit Hilfe des gemessenen Fluidmassenstroms für eine Serienanwendung ungeeignet ist, da dies nur mit einer kostenintensiven Messtechnik möglich wäre.

Hier wäre stattdessen eine Regelung der sekundärfluidseitigen Austrittstemperatur möglich. Im Rahmen dieser Arbeit eignet sich die Leistungsregelung jedoch für den Vergleich von Simulationen und die Reproduzierbarkeit von Prüfstandsuntersuchungen.

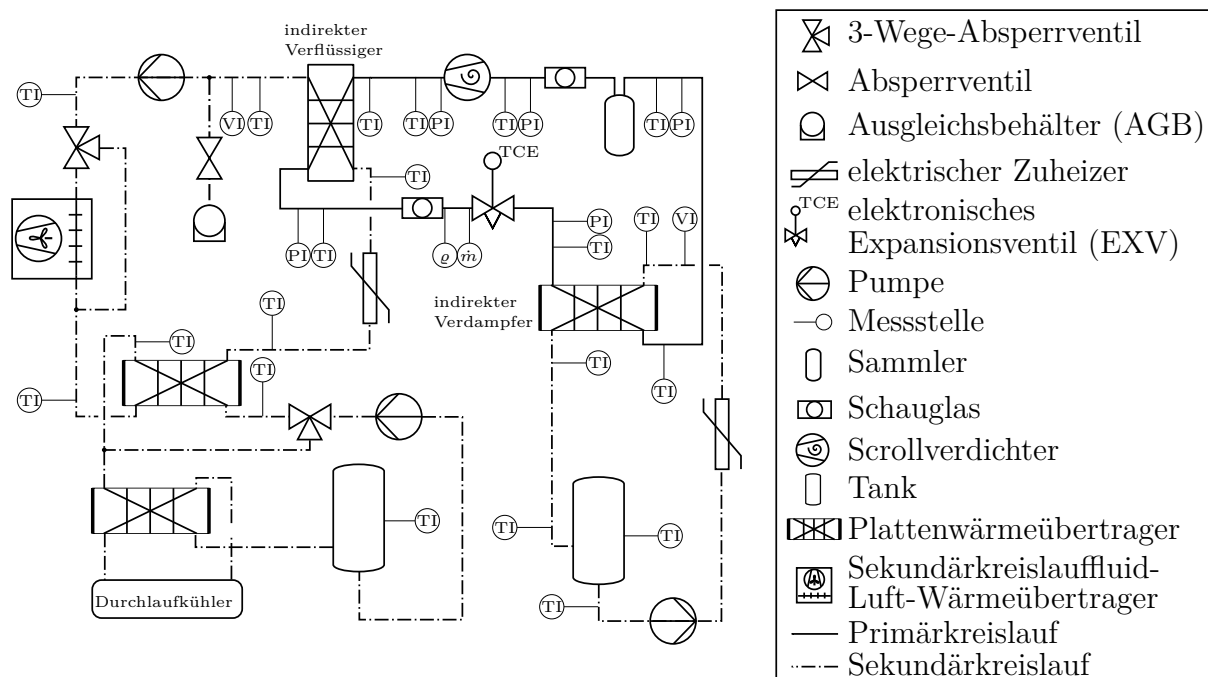
Für die Simulation des Wärmepumpenbetriebs bei niedrigen Umgebungstemperaturen erfolgt zudem eine Regelung des Niederdrucks im Kältemittelkreislauf. Um dort den Betrieb bei einem Druck unterhalb des Umgebungsdrucks zu verhindern, wird die Verdichterdrehzahl reduziert, sobald ein Verdichtereintrittsdruck von  $p_{\text{KM,EKV,ein}} = 1,2 \text{ bar}$  unterschritten wird.

## 4 Experimentelle Untersuchungen und Modellkalibrierung

Für die Kalibrierung des Simulationsmodells werden im Folgenden experimentelle Untersuchungen an einer R-134a-Versuchsanlage mit kompaktem Kältemittelkreislauf durchgeführt. In diesem Kapitel wird zunächst der Aufbau der Versuchsanlage anhand eines Rohrleitungs- und Instrumentenfließbildes erläutert. Außerdem werden die Komponenten im Primärkreislauf und in den beiden Sekundärfluidkreisläufen spezifiziert. Anschließend werden die Messtechnik sowie der Prüfstandsbetrieb und die Durchführung von Experimenten beschrieben.

### 4.1 Aufbau und Betrieb der Versuchsanlage

Abbildung 4.1 zeigt den Aufbau der Versuchsanlage und die Positionierung aller Messaufnehmer nach DIN EN 1861:1998-07 [Deu98]. Grundsätzlich lässt sich die Anlage in drei Bereiche unterteilen: Einen zentralen, kompakten Kältemittelkreislauf (Primärkreislauf) sowie jeweils einen verdampfer- und verflüssigerseitigen Sekundärkreislauf. Der



**Abbildung 4.1:** Rohrleitungs- und Instrumentenfließbild des Primärkreislaufprüfstands nach DIN EN 1861:1998-07 [Deu98].

Kältemittelkreislauf besteht aus einem elektrischen Verdichter, einem hochdruckseitigen Plattenwärmeübertrager (Verflüssiger), einem elektrischen Expansionsventil, einem niederdruckseitigen Plattenwärmeübertrager (Verdampfer) sowie einem Kältemittelsammler auf der Niederdruckseite. Um den Wärmeaustausch mit der Umgebung zu minimieren, sind die Verbindungselemente (Rohre und Schläuche) isoliert. Der verdampferseitige Sekundärkreislauf dient der Wärmezufuhr zum indirekten Verdampfer und enthält einen elektrischen Zuheizung zur Simulation von Abwärmen, einen Tank sowie eine Kühlmittelpumpe. Der verflüssigerseitige Sekundärkreislauf hingegen dient der Wärmeabfuhr aus dem Verflüssiger des Kältemittelkreislaufs. Er enthält eine Kühlmittelpumpe, einen Sekundärkreislauffluid-Luft-Wärmeübertrager (Kühler) und ein elektrisches Heizelement. Zusätzlich enthält dieser Sekundärkreislauf einen Plattenwärmeübertrager, über den auf einem Temperaturniveau unterhalb des Umgebungstemperaturniveaus Wärme an einen Kaltwassersatz (Durchlaufkühler) abgegeben werden kann. Hiermit ist sichergestellt, dass auch geringe Umgebungstemperaturen simuliert werden können.

### 4.1.1 Komponenten im R-134a-Basis-Kältemittelkreislauf

**Arbeitsmedium:** Trotz der in Abschnitt 2.2 diskutierten Alternativen wird die Versuchsanlage für die hier vorgestellten Untersuchungen mit dem Kältemittel Tetrafluorethan (R-134a) betrieben. Ein Grund hierfür ist die fundierte und umfangreiche Datenlage für R-134a. Es ist jedoch anzumerken, dass die im Folgenden vorgestellten Experimente auch mit anderen Arbeitsmedien durchgeführt und die wesentlichen Aussagen entsprechend übertragen werden können. Zu Testzwecken wurde die Anlage mit den Kältemitteln R-1234yf und R-436B betrieben. Für den optimalen Betrieb sind gegebenenfalls einige Komponenten anzupassen und je nach Gefahrenklasse des Arbeitsmediums entsprechende Sicherheitsvorrichtungen zu treffen.

**Verdichter:** Die Verdichtung des Kältemittels erfolgt mit Hilfe eines halb-hermetischen, sauggasgekühlten Scrollverdichters der Firma Denso Corporation. Die Leistungselektronik dieses Bauteils wird hierbei mit dem in den Verdichter eintretenden Kältemittelmassenstrom gekühlt. Aufgrund der thermischen Verlustleistung des Verdichters erfolgt somit eine Nachverdampfung des Kältemittels nach Eintritt in das Bauteil. Es ist hierbei zu beachten, dass die am Verdichtereintritt gemessenen Größen Temperatur und Druck nicht den Kältemittelzustand am Eintritt in die Scrollschnecke, sondern am Eintritt in die Komponente beschreiben. Außerdem ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass die Berechnung der Enthalpie aus den Messdaten durch das im Kältemittelkreislauf mitgeführte Öl beeinflusst wird. Das konstante Schluckvolumen beträgt  $34 \text{ cm}^3$ . Die Drehzahlregelung im Bereich  $n_{\text{EKV}} = 800 \dots 8600 \frac{1}{\text{min}}$  erfolgt bei einer Versorgungsspannung von 280 V über einen internen Frequenzumrichter. Die Vorgabe des Sollwertes für die Drehzahl erfolgt durch ein CAN-Bus-Signal.

**Verdampfer und Verflüssiger:** Die Wärmeaufnahme bzw. -abgabe des primären Kältemittelkreislaufs erfolgt jeweils über einen hoch- und niederdruckseitig verbauten

Plattenwärmeübertrager. Als indirekter Verdampfer ist ein Gegenstrom-Plattenwärmeübertrager der Firma Visteon verbaut. Die Platten sind jedoch nicht mit einer Winkel-Wellen-Prägung, sondern mit so genannten Beads (perlenförmigen Vertiefungen) versehen. Diese Konfiguration bietet ebenfalls ein gutes Wärmeübertragungsverhalten bei geringen kältemittelseitigen Druckverlusten. Aufgrund unzureichender physikalischer Modelle für solche Oberflächen wird diese Komponente, wie in Abschnitt 3.1.2 beschrieben, mit Hilfe eines Modells für Platten mit Winkel-Wellen-Prägung angenähert. Als indirekter Verflüssiger wird ein Plattenwärmeübertrager mit Winkel-Wellen-Prägung der Firma Mahle Behr verwendet. Angaben zu den Geometrien der Plattenwärmeübertrager sind dem Anhang A zu entnehmen.

**Elektrisches Expansionsventil:** Als Expansionsorgan wird ein elektrisches Ventil mit einer einstellbaren Querschnittsfläche der Firma Visteon verwendet. Der maximale Durchmesser des Öffnungsquerschnitts beträgt 3,5 mm. Das Ventil lässt sich in ca. 1800 diskreten Schritten öffnen und schließen.

**Kältemittelsammler:** Der niederdruckseitige Kältemittelsammler (Akkumulator) befindet sich zwischen Verdampferaus- und Verdichtereintritt. In der Versuchsanlage kommt ein Sammler der Firma TI-Automotive mit einem aktiven Innenvolumen von ca. 200 cm<sup>3</sup> zum Einsatz. Um einen ausreichenden Ölfluss im Kältemittelkreislauf zu gewährleisten, ist das U-förmige Steigrohr im Akkumulator am Scheitel mit einem Bohrloch versehen. Da der im Steigrohr strömende Gasmassenstrom einen Unterdruck erzeugt, wird über dieses Bohrloch das Öl und ein Teil des flüssigen Kältemittels angesaugt. Somit liegt am Sammleraustritt ein mehrphasiges Fluid vor und strömt in Richtung Verdichter.

### 4.1.2 Komponenten im Sekundärkreislauf

**Sekundärkreislauffluid:** Die Sekundärkreisläufe werden mit einem Gemisch aus 50 Volumenprozent Wasser und 50 Volumenprozent Monoethylenglykol durchströmt. Vorteile eines Fluides auf Wasserbasis sind die geringe temperaturabhängige Volumenänderung, eine hohe Wärmeübergangszahl und eine hohe spezifische Wärmekapazität. Außerdem besitzt Wasser eine geringe Viskosität, die im Gegensatz zu Wärmeübertragerölen im gesamten Einsatzbereich annähernd konstant bleibt. Faktoren, die gegen einen Einsatz von reinem Wasser als Wärme- oder Kälte Träger sprechen, sind die Korrosions- und Frostgefahr [Pil06]. Durch das Hinzufügen von Monoethylenglykol und weiterer Additive werden diese negativen Faktoren abgemildert und zudem Ablagerungen und Schaumbildungen unterdrückt. Jedoch steigt die Viskosität und die spezifische Wärmekapazität sinkt. Der Einsatzbereich des Gemisches liegt je nach Mischungsverhältnis in einem Temperaturbereich von ca. -40 °C bis 125 °C [Hae12, Hae14].

**Pumpen:** In den Sekundärkreisläufen sind elektrische Kühlmittelpumpen (Typ CWA50) der Firma Pierburg verbaut. Anders als bei keilriemengetriebenen Pumpen sind elektrische Pumpen im Fördervolumen von der Motordrehzahl unabhängig und besitzen

im Vergleich zu permanent angetriebenen Pumpen eine geringere mittlere Leistungsaufnahme [GF13]. Die Ansteuerung erfolgt über ein PWM (Pulsweitenmodulations)-Signal.

**Außenwärmeübertrager mit Lüftermodul:** Für die Abgabe der Verflüssigungswärme an die Umgebung wird in der Versuchsanlage ein indirekter Ladeluftkühler eines leistungsgesteigerten Fahrzeugs der Oberklasse verbaut. Der Luftdurchsatz lässt sich mit einem Doppellüfter der Firma Brose regeln. Die maximale elektrische Leistung des Lüftermoduls beträgt 1200 W. Dieses Lüftermodell ist damit deutlich größer als in der Kompaktklasse üblich, kompensiert damit jedoch die fehlende Luftanströmung der Versuchsanlage. Bei voller Lüfteransteuerung sowie freier An- und Abströmung kann ein Luftvolumenstrom von bis zu  $1,5 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$  durch den Umgebungswärmeübertrager strömen.

**Elektrischer Zuheizier:** Für die Aufheizung des Sekundärkreislauffluids wird jeweils vor den Plattenwärmeübertragern ein elektrischer Hochvolt-Zuheizier der Firma Eberspächer mit einer Nennleistung von 7000 W verbaut. Der in dieser Versuchsanlage verwendete Zuheizier hat ein PTC-Verhalten ( $\text{PTC} = \text{Positive Temperature Coefficient}$ ); das bedeutet, dass sich der Widerstand der inneren Heizelemente mit steigender Temperatur erhöht und somit immer weniger Strom aufgenommen wird. Dieser natürliche Überhitzungsschutz hat zu einer großen Verbreitung von PTC-Zuheizieren in der Automobilindustrie geführt [Pis+14, GH15]. Eine Alternative zu dieser Art von Heizern sind so genannte Widerstandsheizier.

### 4.1.3 Messtechnik

**Temperaturmessung:** Die Temperaturmessung erfolgt über Mantelthermoelemente des Typs K. Für die Kaltstellenkompensation enthält das Messmodul SIM-Thermo der Firma Ipetronik einen PT100-Widerstand zur Referenztemperaturmessung. Diese erfolgt mit einer angegebenen Genauigkeit von  $\pm 0,15 \text{ K}$ . Die Messgenauigkeit der Thermoelemente selbst wird mit  $\pm 1 \text{ K}$  im Bereich zwischen  $0^\circ\text{C}$  und  $150^\circ\text{C}$  angegeben [Rec14].

**Druckmessung:** Für die Druckmessung werden Druckmessumformer der Firma PMR verwendet. Der maximale Messfehler wird im zugehörigen Datenblatt [PMR12] mit  $0,2\%$  vom Endwert (10 bar für die Sensoren auf der Niederdruckseite bzw. 40 bar auf der Hochdruckseite) angegeben.

**Massen- und Volumenstrommessung:** Im kältemittelführenden Primärkreislauf erfolgt die Massenstrommessung mit dem Coriolismessgerät Proline Promass 83A der Firma Endress+Hauser. In einem Temperaturbereich von  $-50^\circ\text{C}$  bis  $200^\circ\text{C}$  wird die Messgenauigkeit des Massenstroms mit  $\pm 0,5\%$  vom Messwert angegeben. Das Messprinzip basiert hierbei auf der kontrollierten Erzeugung von Corioliskräften, die in einem System auftreten, sobald sich translatorische und rotatorische Bewegungen

überlagern [End12]. In den Sekundärkreisläufen sind magnetisch induzierte Durchflussmesser des Typs Proline Promag 53H von Endress+Hauser verbaut. Die Messgenauigkeit liegt bei  $\pm 0,2\%$  vom Messwert [End14].

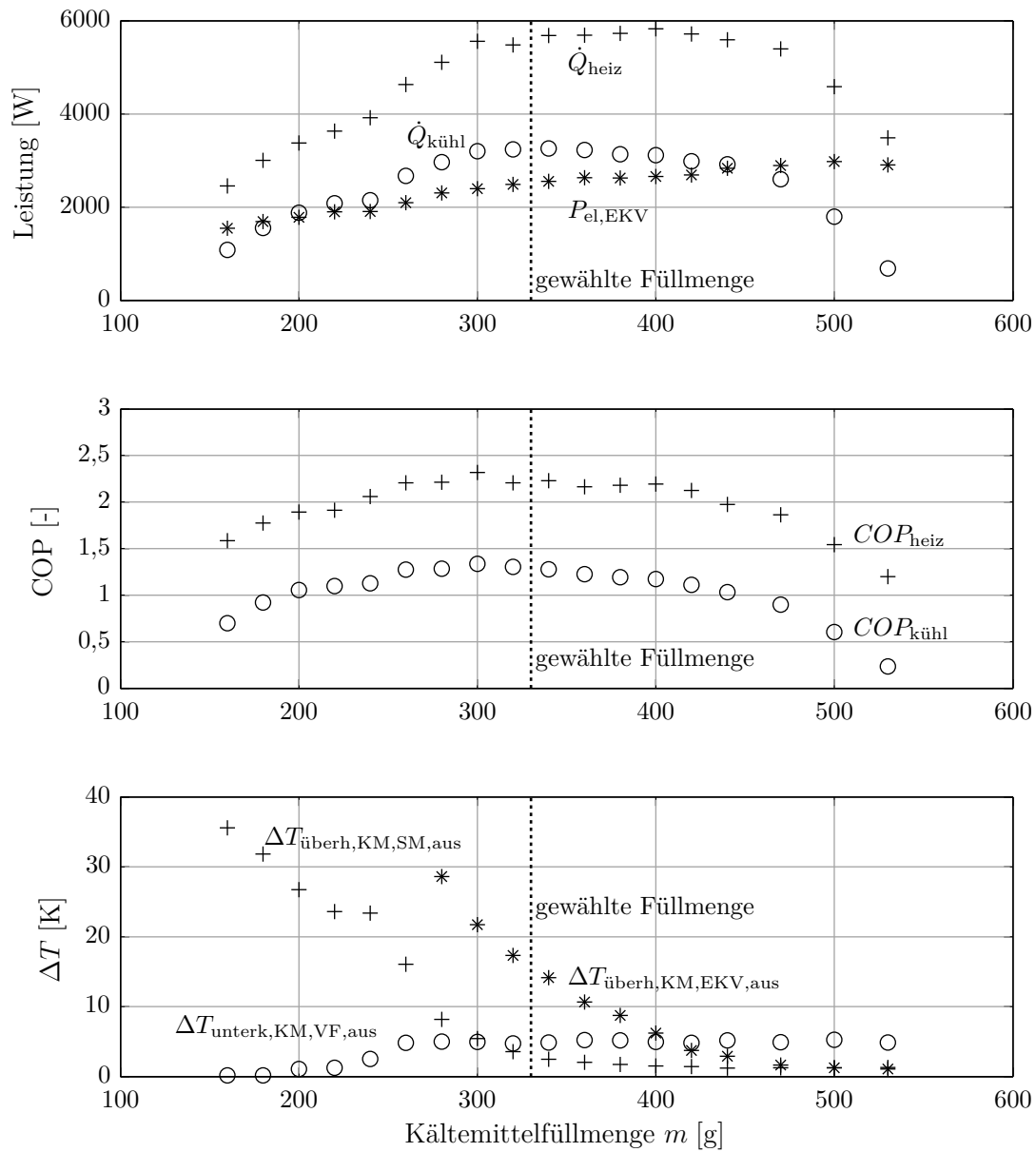
**Spannungs- und Strommessung:** Die Ausgangsspannung wird mit einem TopCon Quadro Gleichstrom-Netzgerät der Firma Regatron bereitgestellt und kann mit einer Genauigkeit von  $\pm 0,025\%$  bezogen auf den Nennwert von 400 V gemessen werden. Der vom Kältemittelverdichter ermittelte Strom wird über ein CAN-Signal ausgegeben. Die Darstellung erfolgt im Bereich von 0 bis 25 A mit einer Auflösung von 8 Bit (daraus ergibt sich eine absolute Abweichung von  $\pm 0,1$  A).

**Betrieb:** Für die Steuerung des Prüfstands wird eine MicroAutoBox der Firma dSpace verwendet [dSp13]. Die Ansteuerung der Komponenten erfolgt elektrisch durch Pulsweitenmodulation. Für die Kommunikation kommen sowohl ein Controller Area Network (CAN)-Bus als auch mehrere Local Interconnect Network (LIN)-Busse zum Einsatz. Die Regelungsmodelle werden in Matlab/Simulink erstellt; als Benutzeroberfläche für die Steuerung wird die Software ControlDesk in der Version 4.2.1 verwendet [dSp12].

Aufgrund der Tatsache, dass die an der Versuchsanlage ermittelten Messwerte gewissen Messtoleranzen unterliegen und daher fehlerbehaftet sein können, werden Unsicherheiten bei den Berechnungsgrößen Heizleistung am Verflüssiger  $\dot{Q}_{\text{heiz}}$ , elektrische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters  $P_{\text{EKV,el}}$  und Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$  beispielhaft mit Hilfe des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes analysiert (vgl. Abschnitt B im Anhang). Für diese drei Berechnungsgrößen ergeben sich die nachfolgenden relativen Unsicherheiten:  $\Delta\dot{Q}_{\text{heiz}} = \pm 8,7\%$ ,  $\Delta P_{\text{EKV,el}} = \pm 1,1\%$  und Leistungszahl  $\Delta COP_{\text{heiz}} = \pm 8,8\%$ .

## 4.2 Bestimmung der Kältemittelfüllmenge

Für die Befüllung eines Kältemittelkreislaufs wird im Allgemeinen eine Kältemittelmenge gewählt, die ausreichend ist, um hohe Kälteleistungen darstellen zu können [Pog+08]. Experimentelle Untersuchungen zeigen, dass eine Unterfüllung um mehr als 25 % unter der Normalbefüllung durch eine Überwachung der Überhitzung am Verdampferaustritt (bei Systemen mit Kältemittelsammler auf der Hochdruckseite) sowie eine Überfüllung um mehr als 25% durch eine Auswertung der Unterkühlung am Verflüssiger möglich sind [GDT05]. Die Frage, ob tatsächlich eine optimale Befüllung existiert, unter der sich ein Maximum der Leistungszahl einstellt, ist abhängig von den Randbedingungen und vom Versuchsaufbau und somit nicht eindeutig zu beantworten [GDT05, Prä09]. Für eine Referenzfüllmengenbestimmung werden die sekundärfluidseitigen Randbedingungen am indirekten Verflüssiger ( $T_{\text{SF,VF,ein}} = 52^\circ\text{C}$ ) sowie am indirekten Verdampfer ( $T_{\text{SF,VD,ein}} = 25^\circ\text{C}$ ) bei einem konstanten Sekundärfluidmassenstrom  $\dot{m}_{\text{SF,VF,ein}} = \dot{m}_{\text{SF,VD,ein}} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  vorgegeben. Der Verdichter wird während der Füllmengenbestimmung mit einer gleichbleibenden Drehzahl von  $n_{\text{EKV}} = 5000 \frac{1}{\text{min}}$  betrieben. Zunächst wird das System mit einer Kältemittelmenge von  $m_{\text{KM}} = 160$  g befüllt, welche in Abständen von fünf Minuten um  $\Delta m_{\text{KM}} = 20$  g erhöht wird.



**Abbildung 4.2:** Experimentelle Bestimmung der Kältemittelfüllmenge: (a) Heiz-, Kühl- und Verdichterleistung, (b)  $COP$  für Heiz- und Kühlleistung sowie (c) Unterkühlung am Verflüssigeraustritt und Überhitzung an Akkumulator- und Verdichteraustritt während der Befülloptimierung jeweils in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge. Sobald es möglich ist, wird die Unterkühlung am Verflüssigeraustritt auf  $\Delta T_{\text{unterk,KM,VF,aus}} = 5$  K geregelt. Als optimale Füllmenge wird eine Kältemittelmenge von 330 g gewählt.

Zu Beginn der Messreihe wird die relative Öffnung des Expansionsventils auf einen Wert von  $\hat{z}_{\text{EXV}} = 0,2$  gestellt. Die relative EXV-Öffnung lässt sich, wie in Gleichung 4.1 dar-



gestellt, aus den Werten  $z_{\text{EXV},a}$  und  $z_{\text{EXV},b}$  für die minimale bzw. maximale Ansteuerung des Schrittmotors sowie der Größe  $z_{\text{EXV}}$  für die aktuelle Position berechnen [Men+14]:

$$\hat{z}_{\text{EXV}} = \frac{z_{\text{EXV}} - z_{\text{EXV},a}}{z_{\text{EXV},b} - z_{\text{EXV},a}} \quad (4.1)$$

Je mehr Kältemittel dem System zugeführt wird, desto stärker steigt die Unterkühlung am Verflüssigeraustritt und die Überhitzung am Verdichtereintritt sinkt. Sobald sich beim Erhöhen der Füllmenge eine Unterkühlung von  $\Delta T_{\text{unterk,KM,VF,aus}} = 5 \text{ K}$  einstellt, wird der Sollwert des EXV-Reglers auf diesen Wert gesetzt und über die Ventilöffnung entsprechend geregelt. Abbildung 4.2 zeigt wesentliche Systemgrößen in Abhängigkeit von der Kältemittelfüllmenge. Als optimale Füllmenge wird eine Kältemittelmenge von  $m_{\text{KM}} = 330 \text{ g}$  gewählt, da sowohl der  $COP_{\text{kühl}}$  als auch der  $COP_{\text{heiz}}$  einen hohen Wert erreichen und die Kühlleistung  $\dot{Q}_{\text{kühl}}$  bei dieser Kältemittelfüllmenge maximal ist. Ein „Überfüllen“ des Systems führt zu einem Absinken der Kühl- und Heizleistung sowie einem Anstieg der elektrischen Leistungsaufnahme des Verdichters.

### 4.3 Modellkalibrierung in ausgewählten Betriebspunkten

Mit Hilfe der experimentellen Untersuchungen wird das in Kapitel 3 beschriebene Modell des Kältemittelkreislaufs angepasst und anschließend validiert. Tabelle 4.1 zeigt die hierfür verwendeten Randbedingungen.

**Tabelle 4.1:** Ausgewählte sekundärfluidseitige Randbedingungen für die Abstimmung des Simulationsmodells mit den durchgeführten Messungen. Unter allen Bedingungen gilt  $\dot{m}_{SF,VD} = \dot{m}_{SF,VF} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  [Men+14].

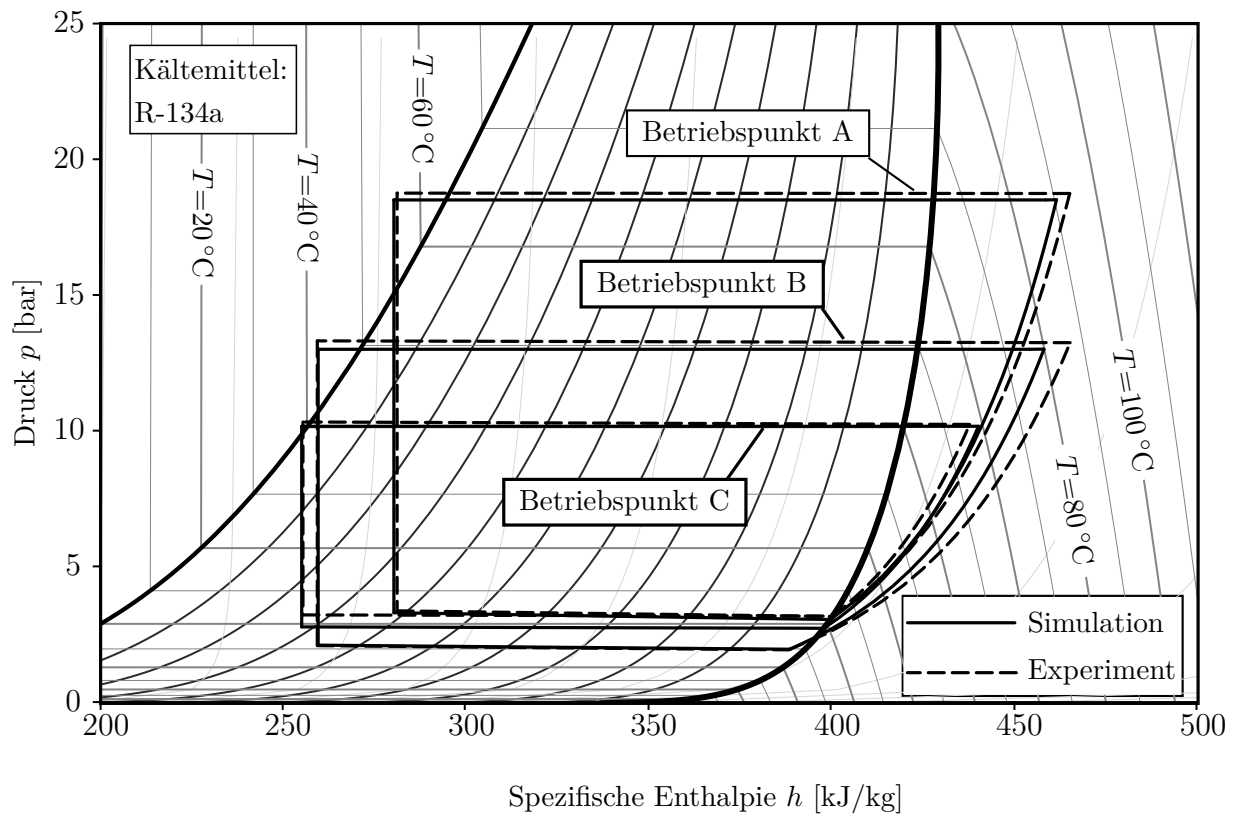
	Variable	A	B	C
Verdampfeintrittstemperatur	$T_{SF,VD,ein}$ in $^{\circ}\text{C}$	25	10	15
Verflüssigereintrittstemperatur	$T_{SF,VF,ein}$ in $^{\circ}\text{C}$	52	40	35
Wärmeleistung am Verflüssiger	$\dot{Q}_{SF,VF}$ in $[\text{W}]$	4500	3600	1900

Um eine akzeptable Übereinstimmung mit den Messergebnissen zu erhalten, müssen die Korrelationen für den Wärmeübergang angepasst werden. Die hierfür verwendeten Korrekturfaktoren sind in Tabelle 4.2 enthalten. Ein solches Vorgehen bietet in Anlehnung an die in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen Abweichungen der Wärmeübergangskorrelationen die Möglichkeit, das Simulationsmodell an reale Messergebnisse anzupassen. Bis auf eine Ausnahme ergibt sich für den jeweils im Simulationsmodell berechneten Wärmeübergangskoeffizienten ein höherer Wert als in den realen Messungen, sodass für die Korrekturfaktoren Werte kleiner als 1 gewählt werden. Ursache hierfür können Ölablagerungen in den Plattenwärmeübertragern sowie eine ungleichmäßige Aufteilung der Massenströme auf alle Kanäle zwischen den Platten sein. Abbildung 4.3 zeigt für ausgewählte Betriebspunkte

**Tabelle 4.2:** Kältemittel- und sekundärfluidseitig im Simulationsmodell verwendete Korrelationen nach Lévêque [Mar13] und Akers-Deans-Crosser [AD59] sowie Korrekturfaktoren  $K_\alpha$  für die Anpassung der Wärmeübergangskoeffizienten an die experimentell durchgeführten Messungen.

	Kältemittel	Sekundärfluid
Verdampfer	Lévêque, $K_{\alpha,KM,VD} = 1,25$	Lévêque, $K_{\alpha,SF,VD} = 0,6$
Verflüssiger	Akers-Deans-Crosser, $K_{\alpha,KM,VF} = 0,6$	Lévêque, $K_{\alpha,SF,VF} = 0,4$

den Vergleich des abgestimmten Simulationsmodells mit den realen Messergebnissen am Prüfstand im  $p, h$ -Diagramm. Ebenso wie in der Versuchsanlage wird auch für das Simu-



**Abbildung 4.3:** Vergleich von drei experimentell untersuchten stationären Zuständen des primären Kältemittelkreislaufs mit dem Simulationsmodell unter identischen Randbedingungen [Men+14].

lationsmodell während aller Untersuchungen eine Kältemittelfüllmenge von  $m_{KM} = 330$  g vorgegeben. Dieser Wert deckt sich mit der in Abschnitt 4.2 experimentell durchgeführten Füllmengenbestimmung und hat sich unter allen in dieser Arbeit simulativ untersuchten Betriebspunkten als geeignet herausgestellt. Es ist somit gewährleistet, dass der Kältemittelsammler weder nur gasförmiges noch ausschließlich flüssiges Kältemittel enthält.

## 5 Simulative Untersuchung des Kältemittelkreislaufs im Stationärbetrieb

### 5.1 Reduktion der Kältemittelfüllmenge durch kompakte Bauweise

Beim Einsatz von Sekundärkreisläufen im Pkw kann die Kältemittelfüllmenge aufgrund der verkürzten Leitungen im primären Kältemittelkreislauf reduziert werden. Durch eine konsequente Modularisierung des Primärkreislaufs können die verbindenden Leitungselemente auf ein Minimum reduziert werden. Im Folgenden werden, ausgehend von der in Abschnitt 4.1 beschriebenen Versuchsanlage und der experimentellen Füllmengenbestimmung, die Potentiale zur Reduktion der Kältemittelfüllmenge in Kompaktkältemittelkreislaufsystemen aufgezeigt. Als Ausgangsbasis für die Bewertung wird ein Referenzfahrzeug mit den Leitungslängen einer konventionellen Klimaanlage herangezogen. Um den Verdampfer im Klimagerät und den Verflüssiger im Frontend in den Kreislauf einzubinden, müssen Kältemittelleitungen durch den gesamten Vorderwagen geführt werden. Dabei befindet sich abhängig vom Zustand dieses Arbeitsmediums eine nicht zu vernachlässigende Kältemittelmenge in den Verbindungselementen. Die drei untersuchten Systeme sind in

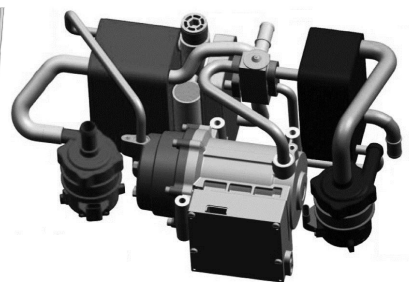
(1) Referenzfahrzeug



(2) Versuchsanlage



(3) Optimiertes Kompaktsystem



**Abbildung 5.1:** Übersicht der drei untersuchten Konfigurationen für die Reduktion der Kältemittelfüllmenge im Kältemittelkreislauf (Bild des Kompaktsystems nach [Kow+12]).

Abbildung 5.1 dargestellt. Konfiguration 1 enthält die Leitungslängen des konventionellen Referenzfahrzeugs; Konfiguration 2 basiert auf der realen Versuchsanlage mit den entsprechenden Längen der Verbindungsstücke und Messeinrichtungen; Konfiguration 3 zeigt die Potentiale zur Kältemittelreduktion für ein theoretisch maximal optimiertes Kompaktsystem, bei dem die Kältemittelkreislaufkomponenten so integriert sind, dass für alle Verbindungselemente eine Länge von  $l = 1$  cm angenommen wird. Die Leitungslängen sind

in Tabelle 5.1 aufgeführt. Obwohl in einem konventionellen Referenzfahrzeug ein direkter Verdichter und Verflüssiger zum Einsatz kommen, werden in allen hier untersuchten Kreisläufen Plattenwärmeübertrager verwendet. Diese Vereinfachung eliminiert den Einfluss der verschiedenen kältemittelseitigen Innenvolumina der Wärmeübertrager. Somit wird für alle Konfigurationen ausschließlich die in den Verbindungselementen enthaltene Kältemittelmenge bewertet. Zu den Leitungslängen des konventionellen Referenzfahrzeugs ist anzumerken, dass die jeweilige Länge des internen Wärmeübertragers beim konventionellen Referenzfahrzeug im Verbindungselement vom indirekten Verflüssiger zum Expansionsventil (hochdruckseitig) bzw. im Leitungsstück vom Akkumulator zum Verdichter (saugdruckseitig) enthalten ist.

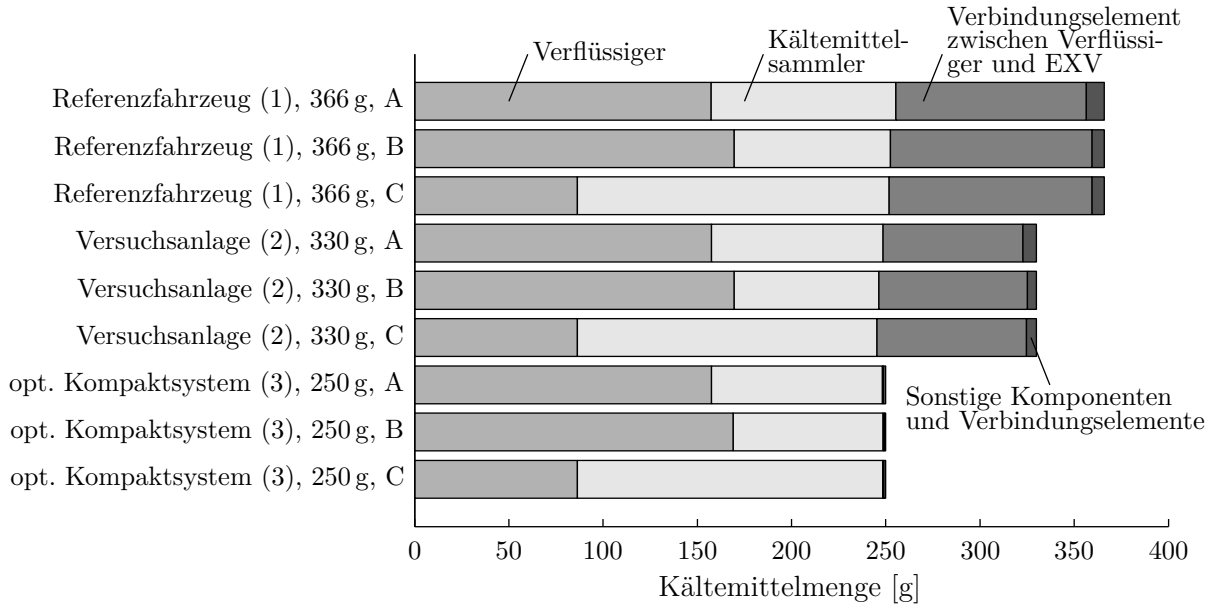
**Tabelle 5.1:** Leitungslängen  $l_i$  und -durchmesser  $d_i$  für die drei untersuchten Konfigurationen.

Leitungsanfang	Leitungsende	$l_1$ [m]	$l_2$ [m]	$l_3$ [m]	$d_{1-3}$ [mm]
Verdichter	Verflüssiger	1,02	0,54	0,01	10
Verflüssiger	Expansionsventil	1,86	1,37	0,01	8
Expansionsventil	Verdichter	0,01	0,22	0,01	8
Verdichter	Akkumulator	0,10	0,54	0,01	13
Akkumulator	Verdichter	0,98	0,58	0,01	13

Bezugspunkt für die Untersuchungen ist die Konfiguration der Versuchsanlage (2) mit einer in Abschnitt 4.2 experimentell ermittelten Kältemittelfüllmenge von  $m_{\text{KM}} = 330$  g. Auch im Simulationsmodell für Konfiguration 2 wird diese Kältemittelmenge im Kreislauf vorgegeben (vgl. Abschnitt 4.2 und 4.3). Für die Extrapolation der erforderlichen Kältemittelmenge in den Konfigurationen 1 und 3 dient für alle Betriebsfälle die jeweilige Füllhöhe im Kältemittelsammler als Bezugsgröße. Auf diese Weise kann angenommen werden, dass die in den Komponenten befindliche Kältemittelmenge für die Konfigurationen 1 und 3 vergleichbar mit der aus Konfiguration 2 ist und sich nur die Kältemittelmasse in den Verbindungsstücken ändert. In vergleichbaren Betriebszuständen ergeben sich die folgenden Kältemittelmengen für das jeweils untersuchte System:

- Konfiguration 1 (Referenzfahrzeug): 366 g
- Konfiguration 2 (Versuchsanlage): 330 g
- Konfiguration 3 (Optimiertes Kompaktsystem): 250 g

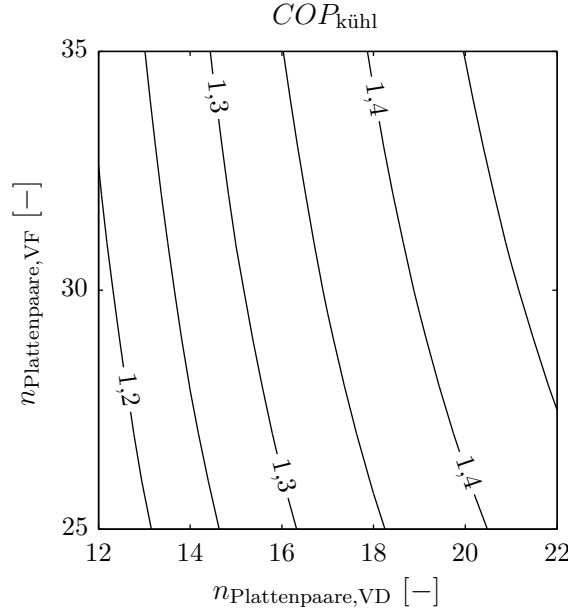
Abbildung 5.2 zeigt die Verteilung der berechneten Kältemittelfüllmenge innerhalb der Kältemittelkreisläufe 1-3 in den repräsentativen Betriebsfällen aus Abschnitt 4.3 (Tabelle 4.1). Es fällt hierbei auf, dass sich bei allen Konfigurationen eine große Menge Kältemittel im Verflüssiger und im Sammler befindet. Dies ist mit dem hohen Anteil an flüssigem Kältemittel mit einer entsprechend hohen Dichte zu erklären. Zudem befindet sich in den Konfigurationen 1 und 2 eine sehr große Menge Kältemittel in der Leitung vom Verflüssiger zum elektrischen Expansionsventil (106 g bzw. 78 g). Durch eine Verkürzung dieser Leitung kann die im Gesamtsystem befindliche Kältemittelmenge durch den Einsatz eines kompakten Kältemittelkreislaufs im Vergleich zu dem Referenzfahrzeug um bis zu 32 % reduziert werden.



**Abbildung 5.2:** Darstellung der simulativ ermittelten Kältemittelverteilung in den drei untersuchten Konfigurationen, jeweils für die in Tabelle 4.1 zur Modellabstimmung definierten Betriebsfälle A-C.

## 5.2 Sensitivitätsuntersuchungen bei konstanter Verdampferleistung

Zur Bewertung des Einflusses einiger Betriebsparameter auf die Effizienz des Kältemittelkreislaufts werden im Folgenden simulative Untersuchungen am primären Kältemittelkreislauf bei einer konstanten Verdampferleistung von  $\dot{Q}_{VD} = 4000 \text{ W}$  durchgeführt. Diese Leistung liegt in der Größenordnung der erforderlichen stationären Kühlleistung bei hohen Umgebungstemperaturen. Die Regelung auf diese vorgegebene Leistung erfolgt mit Hilfe der Verdichterfrequenz  $n_{EKV}$ ; die Unterkühlung wird mit Hilfe des elektrischen Expansionsventils auf einen Wert von  $\Delta T_{KM, \text{unterk}} = 5 \text{ K}$  geregelt. Ausgangsbasis hierfür ist das in Abschnitt 4.3 validierte Simulationsmodell. Für eine Auslegung des Kältemittelkreislaufts ist es entscheidend, den Einfluss verschiedener Parameter, welche den Aufbau und den Betrieb des Systems betreffen, zu ermitteln. Darum wird an dieser Stelle eine Parametervariation für verschiedene Größen des Kältemittelkreislaufts durchgeführt. Zunächst wird eine Variation der Plattenanzahl im Verdampfer und Verflüssiger mit den Plattengeometrien der in der Versuchsanlage verwendeten Wärmeübertrager durchgeführt. Ausgehend vom Referenzmodell der Versuchsanlage erfolgt die Analyse durch eine Änderung der Anzahl der Plattenpaare. Die im System befindliche Kältemittelmenge wird der Änderung der Größen der Wärmeübertrager nicht angepasst; es ist jedoch keine Unter- oder Überfüllung des Kältemittelsammlers zu beobachten. Die sekundärfluidseitigen Randbedingungen werden wie folgt vorgegeben:  $T_{SF, VD, \text{ein}} = 25^\circ \text{C}$ ,  $T_{SF, VF, \text{ein}} = 52^\circ \text{C}$ ,  $\dot{m}_{SF, VD, \text{ein}} = \dot{m}_{SF, VF, \text{ein}} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ . Das Ergebnis dieser Untersuchung ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Größe der verwendeten Plattenwärmeübertrager einen entscheidenden Einfluss auf den  $COP_{\text{kühl}}$  des Kältemittelkreislaufts hat. Eine Ver-



**Abbildung 5.3:** Änderung des  $COP_{\text{kühl}}$  des primären Kältemittelkreislaufs in einem Hochlastpunkt ( $\dot{Q}_{\text{VD}} = 4000 \text{ W}$ ) in Abhängigkeit der Plattenanzahl. Ausgangsbasis sind die Geometrien der Wärmeübertrager aus der Versuchsanlage (vgl. Kapitel 4). Sekundärfluidseitige Randbedingungen:  $T_{\text{SF,VD,ein}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{SF,VF,ein}} = 52^\circ\text{C}$ ,  $\dot{m}_{\text{SF,VD,ein}} = \dot{m}_{\text{SF,VF,ein}} = 0,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$ .

Vergrößerung der effektiven Wärmeübertragungsfläche trägt hierbei zu einer Erhöhung der Effizienz bei. Auffallend ist, dass vor allem eine Vergrößerung des indirekten Verdampfers wesentlich zur Steigerung der Leistungszahl beiträgt. Ausgehend vom kalibrierten Simulationsmodell erhöht jedes zusätzliche Plattenpaar im Verdampfer den  $COP_{\text{kühl}}$  um

$$\frac{\partial COP_{\text{kühl}}}{\partial n_{\text{Plattenpaar VD}}} = 0,025 \frac{1}{n_{\text{Plattenpaar VD}}} \quad (5.1)$$

Da die Wärmeübertragungsfläche des indirekten Verdampfers mit den Geometrien aus der Versuchsanlage (überströmte Länge ca. 120 mm, überströmte Breite ca. 30 mm) die Leistung und Effizienz des Kältemittelkreislaufs limitiert, ist das Simulationsmodell des indirekten Verdampfers für alle folgenden Untersuchungen deutlich zu vergrößern. Die Plattengeometrie wird daher als vergleichbar mit der des indirekten Verflüssigers angenommen (überströmte Länge ca. 170 mm, überströmte Breite ca. 75 mm).

Die Randbedingungen für die im folgenden durchgeführten Parametervariationen sind in Tabelle 5.2 dargestellt. Es wird eine Variation der folgenden Parameter in den gegebenen Bereichen, jeweils für den indirekten Verdampfer und den indirekten Verflüssiger, durchgeführt. Dazu zählen die Anzahl der Plattenpaare der indirekten Wärmeübertrager  $n_{\text{Plattenpaare}}$ , die sekundärfluidseitigen Vorlauftemperaturen  $T_{\text{SF,ein}}$  sowie die Massenströme auf der Sekundärfluidseite  $\dot{m}_{\text{SF,ein}}$ . Zudem wird an dieser Stelle untersucht, welchen Einfluss der kältemittelseitige Druckverlust  $\Delta p_{\text{KM}}$  im Verdampfer und Verflüssiger auf die Systemeffizienz hat und ob die Berechnung des Druckverlustes mit Hilfe einer geeigneten

Korrelation erforderlich ist. Dazu wird der jeweilige Druckverlust der beiden Wärmeübertrager in dieser Untersuchung mit Hilfe eines Parameters entsprechend vorgegeben.

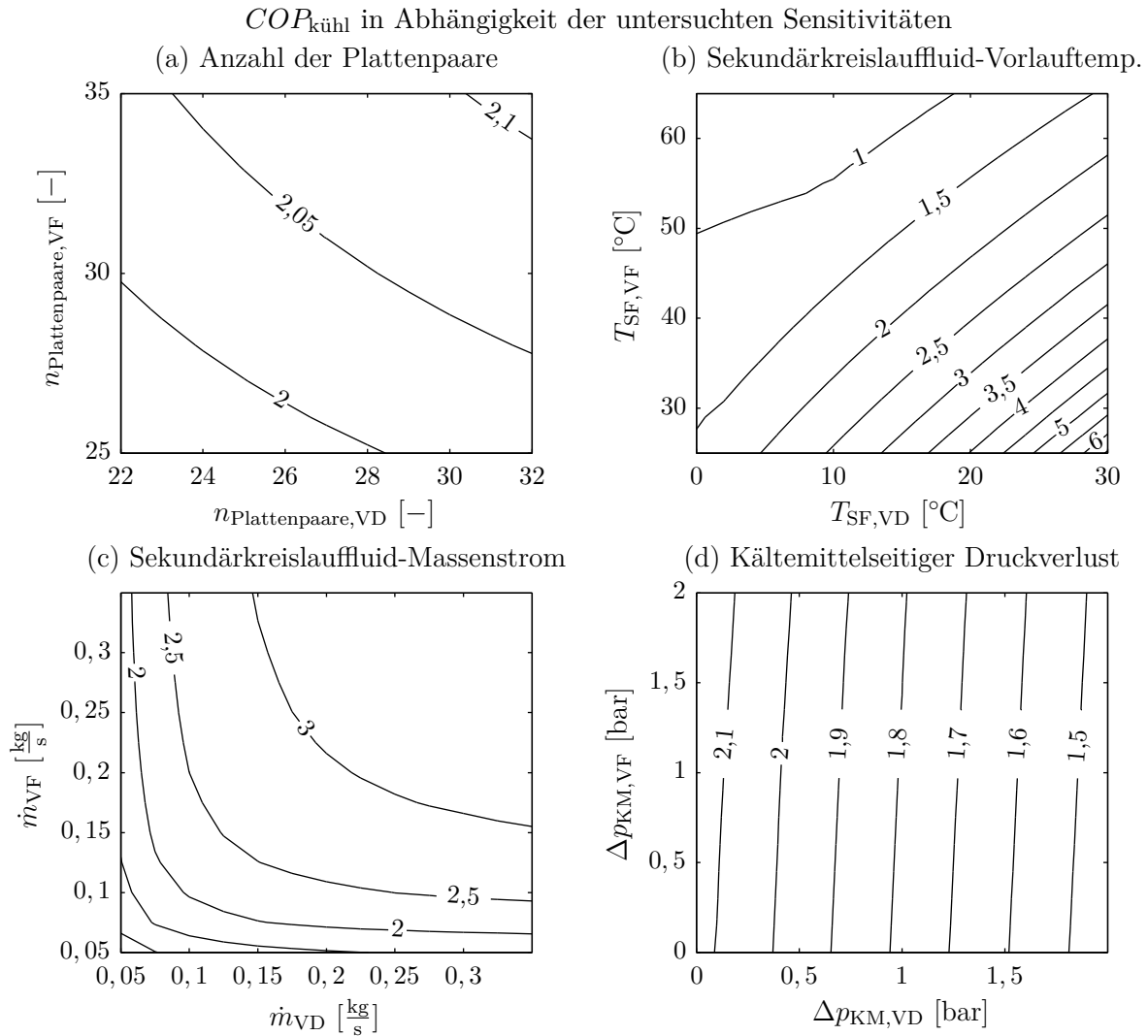
**Tabelle 5.2:** Randbedingungen für die Sensitivitätsuntersuchungen eines kältemittelführenden Primärkreislaufs bei einer konstanten Verdampferleistung von  $\dot{Q}_{VD} = 4000$  W. Hierbei wird  $\dot{Q}_{VD}$  mit Hilfe der Verdichterdrehzahl  $n_{EKV}$  geregelt. Die beiden (jeweils für Verdampfer und Verflüssiger) veränderten Parameter sind die Anzahl der Plattenpaare im Wärmeübertrager  $n_{Plattenpaare}$ , die sekundärfluidseitigen Eintrittstemperaturen  $T_{SF,ein}$ , die sekundärfluidseitigen Massenströme  $\dot{m}_{SF}$  sowie der als Parameter vorgegebene kältemittelseitige Druckverlust  $\Delta p_{KM}$ . Die Wertebereiche für die jeweils variierten Parameter sind grau hinterlegt.

	Untersuchte Sensitivitäten			
	(a)	(b)	(c)	(d)
$n_{Plattenpaare,VD} [-]$	22...32	27	27	27
$n_{Plattenpaare,VF} [-]$	25...35	30	30	30
$T_{SF,VD,ein} [^{\circ}C]$	25	0...30	25	25
$T_{SF,VF,ein} [^{\circ}C]$	52	25...65	52	52
$\dot{m}_{SF,VD,ein} [kg/s]$	0,1	0,1	0,05...0,35	0,1
$\dot{m}_{SF,VF,ein} [kg/s]$	0,1	0,1	0,05...0,35	0,1
$\Delta p_{KM,VD} [bar]$	0,255	0,255	0,255	0...2
$\Delta p_{KM,VF} [bar]$	0	0	0	0...2

Die Ergebnisse des Einflusses der Parametervariationen auf den  $COP_{kühl}$  sind in Abbildung 5.4 dargestellt. Abbildung 5.4a zeigt die Abhängigkeit des  $COP_{kühl}$  von der Anzahl der Plattenpaare im Verdampfer und im Verflüssiger. Im Gegensatz zur vorhergehenden Untersuchung mit einem offenbar zu kleinen Verdampfer (vgl. Abbildung 5.3) wirken sich die Anzahl der Plattenpaare des Verdampfers und des Verflüssigers nun nahezu in gleichem Maße auf die Systemeffizienz aus. Das bei Systemen mit direktem Verdampfer und Verflüssiger in der Praxis angenommene Verhältnis von  $A_{VF}/A_{VD} \approx 1,6...1,9$  [McE+98] für die luft- und kältemittelseitige Wärmeübertragungsfläche scheint somit nicht für indirekte Systeme zu gelten. Aus diesem Grund wird für die folgenden simulativen Untersuchungen in dieser Arbeit ein indirekter Verdampfer verwendet, der eine Wärmeübertragungsfläche besitzt, die vergleichbar mit der des indirekten Verflüssigers ist (27 Plattenpaare beim indirekten Verdampfer bzw. 30 Plattenpaare für den indirekten Verflüssiger bei identischer Plattengeometrie). Somit kann für einen indirekten Kältemittelkreislauf das Verhältnis der Wärmeübertragungsfläche des Verflüssigers zu der des Verdampfers mit  $A_{VF}/A_{VD} \approx 1$  angenommen werden. Die genauen Geometrien sind Anhang A zu entnehmen.

Abbildung 5.4b zeigt die Abhängigkeit des  $COP_{kühl}$  von den sekundärfluidseitigen Eintrittstemperaturen in den Verdampfer bzw. Verflüssiger. Es ist zu erkennen, dass hohe Verdampfer- und niedrige Verflüssigereintrittstemperaturen erwartungsgemäß zu einem stetig steigenden  $COP_{kühl}$  führen.

Bei einer Variation des Sekundärfluidmassenstroms in Abbildung 5.4c ist eine Sättigung des Anstiegs der Kälteleistungszahl bei  $\dot{m}_{SF,VD,ein} = \dot{m}_{SF,VF,ein} \approx 0,25 \frac{kg}{s}$  zu erkennen.



**Abbildung 5.4:** Änderung des Primärkreislauf-COPs in einem Hochlastpunkt ( $\dot{Q}_{VD} = 4000 \text{ W}$ ) in Abhängigkeit verschiedener variierter Parameter für den indirekten Verdampfer bzw. Verflüssiger: (a) Anzahl der Plattenpaare  $n_{\text{Plattenpaare}}$ , (b) sekundärfluidseitige Eintrittstemperaturen  $T_{\text{SF,ein}}$ , (c) Sekundärkreislauffluid-massenströme  $\dot{m}_{\text{SF,ein}}$ , (d) saug- und hochdruckseitiger Druckverlust  $\Delta p_{\text{KM}}$ .

Folglich limitieren der kältemittelseitige Wärmeübergang und der entsprechende Temperaturverlauf im Wärmeübertrager die Effizienz des Kältemittelkreislaufs; eine Erhöhung des sekundärfluidseitigen Massenstroms führt demnach in dem gewählten Lastpunkt nicht zu einem Anstieg des Wirkungsgrads. In nachfolgenden simulativen Untersuchungen wird daher der sekundärfluidseitige Massenstrom für den Hochlastfall auf einen Wert von  $0,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  festgesetzt. Auf diese Weise kann in Fällen mit hoher Leistungsanforderung (zum Beispiel die Abkühlung des Fahrgastraums bei hohen Umgebungstemperaturen) sichergestellt werden, dass die maximale Kühlleistung bei geringer elektrischer Leistungsaufnahme des Kältemittelkreislaufs bereitgestellt werden kann. Eine Vergrößerung der sekundärfluidseitigen Pumpe würde demnach nicht zu einer Erhöhung der Leistungszahl beitragen, sondern unter Berücksichtigung der elektrischen Pumpenantriebsleistung (bis zu ca. 100 W) sogar zu



einem Absinken der Gesamteffizienz führen. In Niedriglastfällen wie dem Reheat-Modus wird der sekundärfluidseitige Massenstrom entsprechend reduziert. Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass das Ergebnis der Variation des Sekundärfluidmassenstroms auch von der Prozessführung im Kältemittelkreislauf abhängt. Die vorgestellten Ergebnisse gelten für einen unterkritischen Prozess, in welchem das Kältemittel bei einer konstanten Temperatur verflüssigt wird. Bei einer überkritischen Gaskühlung hingegen (beispielsweise bei einem Kaltdampfprozess mit dem Kältemittel  $CO_2$ ) ändert sich die Temperatur im indirekten Gaskühler, sodass niedrige Sekundärfluidkreislauftemperaturen (bei einem niedrigen Sekundärfluidmassenstrom) zur Effizienzsteigerung eines solchen Prozesses führen können.

Abbildung 5.4d zeigt die Abhängigkeit der Kälteleistungszahl von den kältemittelseitigen Druckverlusten im Verdampfer und im Verflüssiger, die für diese Untersuchungen als Parameter für die jeweiligen Wärmeübertrager vorgegeben werden. Der Referenzwert für den kältemittelseitigen Druckverlust im Verdampfer ist ein Wert von  $\Delta p_{KM,VD} = 0,225$  bar, der sich bei Anwendung der in Abschnitt 3.1.2 beschriebenen quadratischen Abhängigkeit vom Kältemittelmassenstrom und der Dichte unter diesen Betriebsbedingungen ergibt [JNC06, Lon10]. Während der hochdruckseitige Druckverlust im Verflüssiger den  $COP_{kühl}$  kaum beeinflusst, hängt die Effizienz des Kältemittelkreislaufs stark vom Druckverlust im Verdampfer  $\Delta p_{KM,VD}$  ab. Aus diesem Grund ist es erforderlich, den kältemittelseitigen Druckverlust im Verdampfer in der Systemmodellierung zu berücksichtigen. Im Gegensatz dazu ist es eine gerechtfertigte Annahme, den Druckverlust im Verflüssiger wie bei Lemke [Lem15] mit  $\Delta p_{KM,VF} = 0$  bar festzulegen.

Zusammenfassend lassen sich die folgenden Schlüsse für die Auslegung und den Betrieb des primären Kältemittelkreislaufs ziehen:

- Eine Erhöhung der Anzahl der Plattenpaare trägt zur Erhöhung der Systemleistung- und -effizienz bei. Im untersuchten Aufbau des Kältemittelkreislaufs wirkt vor allem die Wärmeübertragungsfläche des indirekten Verdampfers limitierend. Aus diesem Grund wird für die folgenden simulativen Untersuchungen ein vergrößertes Modell eines indirekten Verdampfers verwendet, das in seiner Wärmeübertragungsfläche vergleichbar mit der des indirekten Verflüssigers ist. Es gilt:

$$\frac{A_{KM,VF}}{A_{KM,VD}} = \frac{A_{SF,VF}}{A_{SF,VD}} \approx 1 \quad (5.2)$$

- Eine Erhöhung der sekundärfluidseitigen Massenströme trägt im hier untersuchten Betriebsfall mit  $\dot{Q}_{VD} = 4000$  W zur Effizienzsteigerung bei; allerdings tritt bei  $\dot{m}_{SF} = 0,25 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  eine Sättigung auf. In folgenden Untersuchungen wird daher bei hohen Leistungsanforderungen ( $\dot{Q}_{kühl} > 4000$  W) ein maximaler sekundärfluidseitiger Massenstrom von  $\dot{m}_{SF,max} = 0,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  gewählt, der bei niedrigen Leistungsanforderungen entsprechend reduziert wird [Weu17].
- Der kältemittelseitige Druckverlust im indirekten Verdampfer  $\Delta p_{KM,VD}$  hat einen großen Einfluss auf die Systemeffizienz und ist daher in der Modellierung zu berücksichtigen.

sichtigen. Der kältemittelseitige Druckverlust im Verflüssiger  $\Delta p_{\text{KM,VF}}$  wird hingegen vernachlässigt.

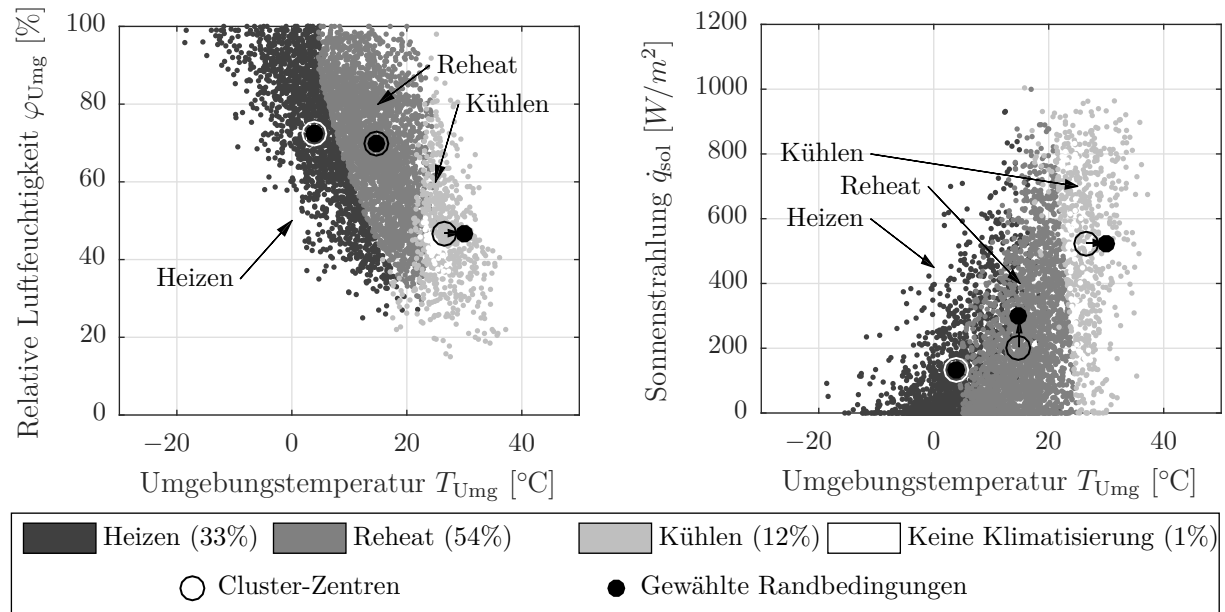
# 6 Simulative Gesamtfahrzeuguntersuchungen im Dynamikbetrieb

## 6.1 Randbedingungen

Da sich die Anforderungen an ein Thermomanagement-System im Laufe eines Jahres ändern, müssen vergleichbare Randbedingungen geschaffen werden, die sowohl die Umgebungsbedingungen als auch das Fahrverhalten berücksichtigen. Vor allem das transiente Verhalten zu Fahrtbeginn hat einen großen Einfluss auf die Leistungsaufnahme des Thermomanagement-Systems [Hom15]. Dies gilt insbesondere für Systeme, deren Betriebscharakteristika sich grundlegend unterscheiden. So werden beispielsweise im Sommer oder Winter je nach Umgebungsbedingungen zu Beginn einer Fahrt sehr hohe Kühl- bzw. Heizleistungen für eine schnelle Temperierung des Fahrzeuginnenraums benötigt. In diesem Abschnitt werden daher repräsentative Randbedingungen für die dynamische Bewertung verschiedener Thermomanagement-Systeme definiert. Dies umfasst sowohl die klimatischen Randbedingungen als auch das kundenrelevante Fahrverhalten. Zunächst wird die Vorgehensweise zur Ermittlung der repräsentativen klimatischen Randbedingungen und Anforderungen des Fahrzeuginnenraums in Anlehnung an Weustenfeld [Weu17] beschrieben; anschließend wird eine einfache Möglichkeit zur Beschreibung des kundenrelevanten Fahrverhaltens vorgestellt.

### 6.1.1 Beschreibung der klimatischen Randbedingungen

Abbildung 6.1 zeigt die in Europa auftretenden klimatischen Randbedingungen zu Beginn der Fahrt in einem privaten Pkw. Jeder Datenpunkt stellt hierbei eine Fahrt bei einer bestimmten Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umg}}$ , Luftfeuchtigkeit  $\varphi_{\text{Umg}}$  und Sonneneinstrahlung  $\dot{q}_{\text{sol}}$  dar. In Abhängigkeit dieser klimatischen Parameter lassen sich die ebenfalls dargestellten Betriebsmodi für die Innenraumklimatisierung definieren: Heizen, Entfeuchten/Reheat und Kühlen [Weu17]. Aus der Anzahl der jedem Betriebsmodus zugeordneten Datenpunkte lässt sich die relative Auftrittshäufigkeit der drei Betriebsmodi berechnen. Der mögliche Betriebsfall, dass für den Innenraum kein Heiz- oder Kühlbedarf besteht, wird bei der Betrachtung ausgeschlossen (Auftrittshäufigkeit unter 1%). Mit Hilfe eines Clusterverfahrens wird für alle drei Betriebsmodi jeweils ein repräsentativer Datensatz ermittelt. Für die nachfolgenden Simulationen werden die Randbedingungen gemäß Tabelle 6.1 ausgewählt. Dafür werden ausgehend von den ermittelten Cluster-Zentren die Werte für die Sonneneinstrahlung bzw. die Umgebungstemperatur im Reheat- bzw. Kühlbetrieb erhöht, um eine konservative Betrachtung durchführen zu können. Mit der Erhöhung der Sonneneinstrahlung bzw. der Temperatur steigen die Kühlanforderungen an das System,



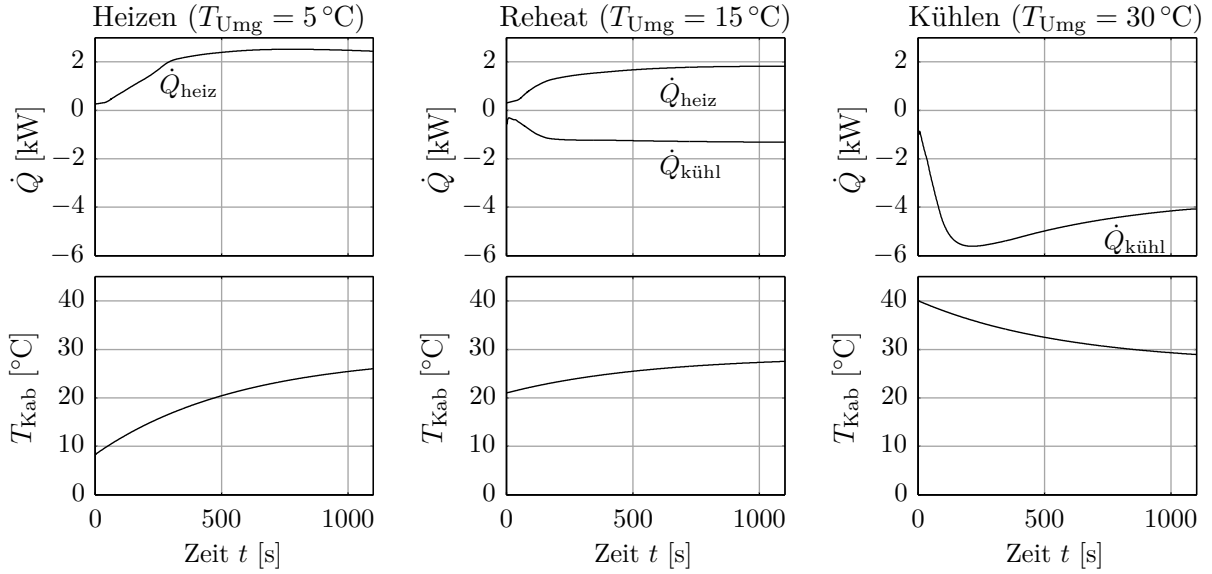
**Abbildung 6.1:** Zu Fahrtbeginn auftretende Randbedingungen für die Umgebungstemperatur  $T_{Umg}$ , die relative Luftfeuchtigkeit  $\varphi_{Umg}$  und die Sonneneinstrahlung  $\dot{q}_{sol}$  in Europa. Zuordnung der Datenpunkte zu einem der drei repräsentativen Betriebsmodi für die Innenraumklimatisierung [Weu17].

was bei Sekundärkreislaufsystemen im Allgemeinen als kritischer Betriebsfall angesehen wird [GCB07, Eis12, Lem15].

**Tabelle 6.1:** Repräsentative Umgebungsbedingungen (Temperatur, Luftfeuchtigkeit, solare Einstrahlung) zu Beginn einer Pkw-Fahrt in Europa mit Zuordnung der für die Innenraumklimatisierung relevanten Betriebsfälle und den relativen Auftretshäufigkeiten [Weu17].

Betriebsfall	relative Auftretshäufigkeit	$T_{Umg}$ [°C]	$\varphi_{Umg}$ [%]	$\dot{q}_{sol}$ [ $\frac{W}{m^2}$ ]
Heizen	0,331	5	70	130
Reheat	0,494	15	70	320
Kühlen	0,175	30	50	540

Abhängig von den Umgebungs- und Betriebsbedingungen können mit Hilfe von Simulationen die erforderlichen Heiz- oder Kühlleistungen für die Temperierung des Fahrzeuginnenraums berechnet werden. Für die in Tabelle 6.1 aufgeführten Umgebungsbedingungen ergeben sich nach Weustenfeld [Weu17] unter Berücksichtigung einer entsprechenden Vorkonditionierung durch die Sonneneinstrahlung die in Abbildung 6.2 dargestellten Verläufe für die Heiz- oder Kühlleistung sowie die entsprechenden Innenraumtemperaturverläufe. Die Verläufe der Heiz- und Kühlleistung werden in diesem Kapitel als Eingangsgröße für die Regelung des Thermomanagement-Systems vorgegeben.

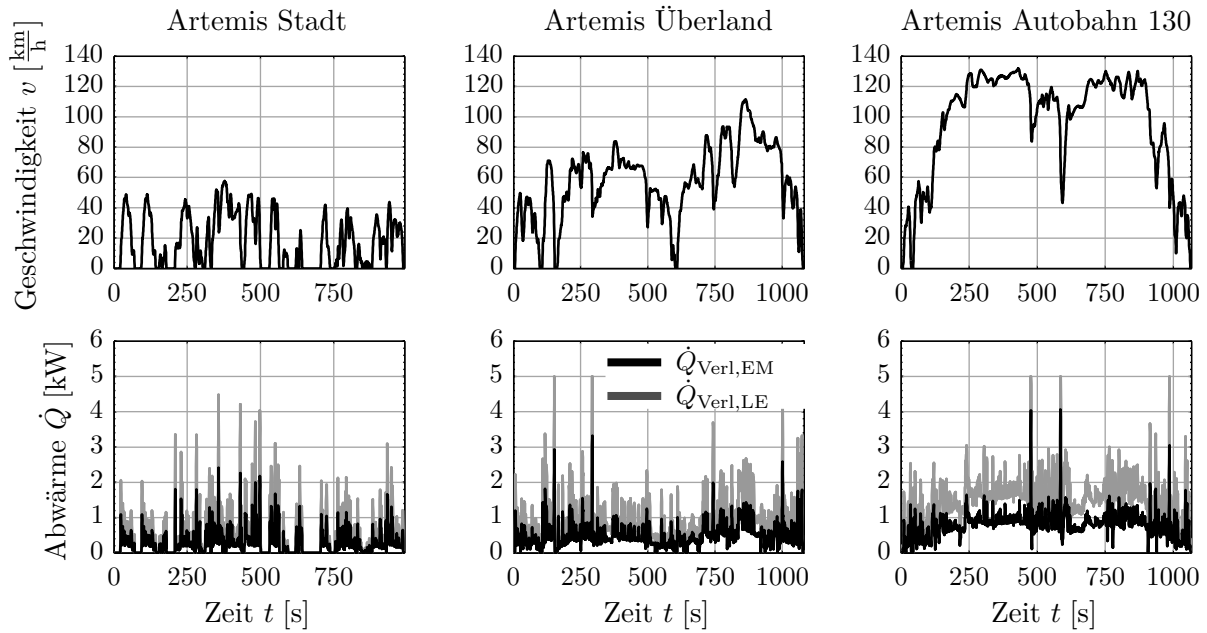


**Abbildung 6.2:** Vorgabe der für die Innenraumtemperierung erforderlichen Heiz- oder Kühlleistungen zur Bewertung des Dynamikverhaltens im Heiz-, Reheat- oder Kühlbetrieb sowie die sich daraus ergebenden Fahrzeuginnenraumtemperaturen  $T_{Kab}$  [Weu17].

### 6.1.2 Einfache Methode zur Beschreibung des kundenrelevanten Fahrverhaltens

Für die Innenraumaufheizung bei tiefen Umgebungstemperaturen kann der kompakte Kältemittelkreislauf im Wärmepumpenmodus betrieben werden. Als Wärmequelle dienen hier neben der Umgebungsluft auch die Abwärmen der elektrischen Antriebskomponenten. Diese hängen ebenso wie der das Fahrzeug-Frontend durchströmende Luftmassenstrom vom Fahrverhalten, insbesondere von der Fahrzeuggeschwindigkeit, ab. Aus diesem Grund werden die drei Artemis-Fahrzyklen (Stadt, Überland und ein auf  $v_{max} = 130 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  begrenzter Autobahn-Zyklus) als Bewertungsgrundlage herangezogen. Abbildung 6.3 zeigt die Geschwindigkeitsprofile mit den daraus resultierenden Abwärmen des elektrischen Antriebs  $\dot{Q}_{Verl,EM}$  und der Leistungselektronik  $\dot{Q}_{Verl,LE}$ .

Die Gewichtung der drei untersuchten Artemis-Zyklen basiert auf den Faktoren der in Deutschland im Pkw zurückgelegten Streckenkilometer nach Rumbolz et al. [RPR10]. Demnach werden 33% aller gefahrenen Kilometer bei Stadtfahrten, 36% bei Überlandfahrten und 31% im Rahmen von Autobahnfahrten zurückgelegt. Tabelle 6.2 zeigt basierend auf diesen relativen und streckenbezogenen Häufigkeiten (*Rumbolz-Faktoren*) die Berechnung der entsprechenden relativen und zeitbezogenen Häufigkeiten der drei Artemis-Profile für Stadt-, Überland- und Autobahnfahrten. Es wird hier von einer jährlich zurückgelegten Strecke von 15 000 km ausgegangen. Mit Hilfe dieser auf die Fahrzeit im entsprechenden Artemis-Zyklus bezogenen Häufigkeiten kann nun die insgesamt für das Pkw-Thermomanagement benötigte Energie berechnet werden.



**Abbildung 6.3:** Artemis-Fahrzyklen: Darstellung der Geschwindigkeitsprofile [And04] sowie der simulierten Abwärmern des elektrischen Antriebs  $\dot{Q}_{\text{Verl,EM}}$  und der Leistungselektronik  $\dot{Q}_{\text{Verl,LE}}$  [Weu+14].

**Tabelle 6.2:** Berechnung der relativen, zeitbasierten Häufigkeiten der entsprechenden Artemis-Zyklen (Stadt, Überland, Autobahn) auf Basis der zurückgelegten Streckenkilometer (streckenbasierte Häufigkeiten) nach Rumbolz et al. [RPR10].

Artemis-Zyklus	t [s]	s [km]	$\bar{v}$ [ $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ]	Rumbolz-Faktor*	Strecke pro Jahr [ $\frac{\text{km}}{\text{a}}$ ]	Fahrdauer pro Jahr [ $\frac{\text{h}}{\text{a}}$ ]	Anteilige Fahrdauer
Stadt	993	4,9	17,7	0,33	4950	280,1	<b>0,664</b>
Überland	1082	17,3	57,5	0,36	5400	94,0	<b>0,223</b>
Autobahn	1068	28,7	96,9	0,31	4650	48,0	<b>0,114</b>
<i>Summe</i>					15000	422,1	

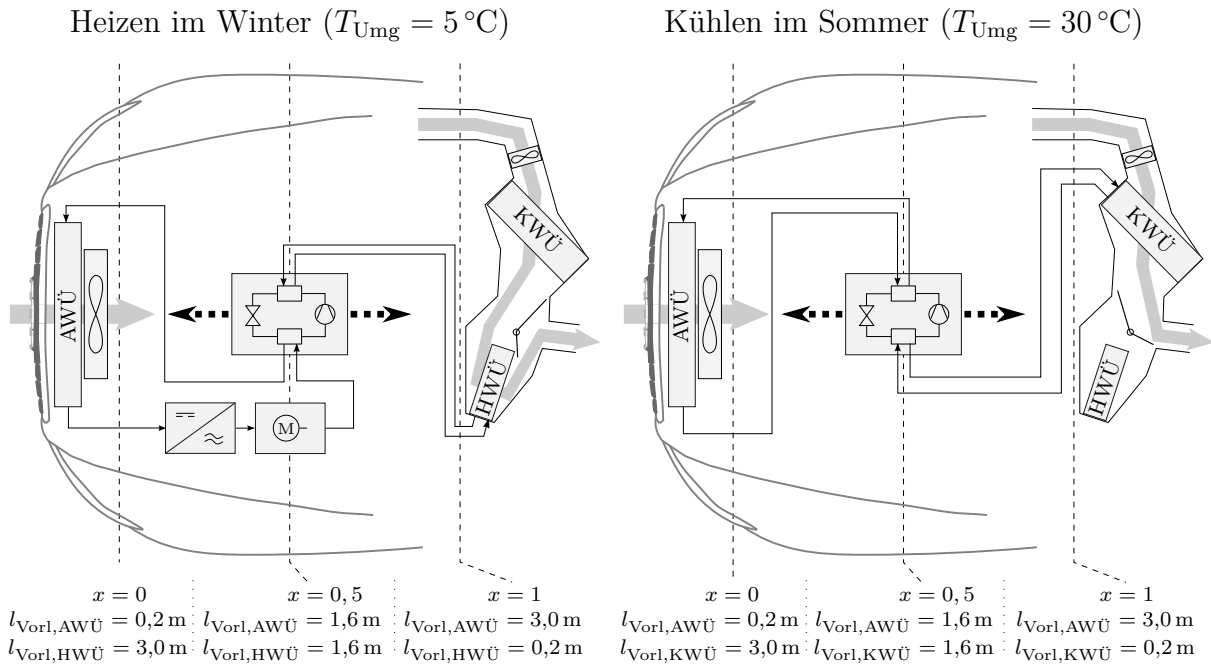
\*: Gewichtungsfaktor für die in einem Pkw in Deutschland zurückgelegten Streckenkilometer (33% Stadt-, 36% Überland- und 31% Autobahnfahrten)

## 6.2 Einfluss der thermischen Massen auf den Sekundärfluidseiten

Die Ansprüche der Fahrzeuginsassen an den Innenraumkomfort zu Beginn einer Fahrt stellen hohe Anforderungen an das Thermomanagement. Vor allem im transienten Betrieb wirkt sich die thermische Masse des Sekundärkreislauffluids negativ auf die Systemdynamik aus. Ling et al. [Lin+14] untersuchen das transiente Verhalten eines Sekundärkreislaufsystems während einer Innenraumabkühlung mit verschiedenen Fluidmassen im niederdruckseitigen Sekundärkreislauf. Sie kommen zu dem Ergebnis, dass eine Erhöhung der Masse des Sekundärkreislauffluids um  $\Delta m_{\text{SF}} = 1 \text{ kg}$  die Kälteleistung bei einer kon-

stanten Verdichterdrehzahl während der ersten Minuten eines Abkühlvorgangs um rund 150 W absinken lässt.

Im Folgenden wird der Einfluss der Schlauchlängen und der damit im System befindlichen Sekundärfluidmassen auf der Hoch- und auf der Niederdruckseite untersucht. Dies ist entscheidend für die Positionierung des Primärkältemittelkreislaufs im Vorderwagen. Abbildung 6.4 zeigt jeweils eine einfache Verschaltung für den Sommer- bzw. Winterfall. Unter Berücksichtigung der Bauraumsituation im Vorderwagen werden die Längen der Vor- und Rücklaufleitungen zum Umgebungs- bzw. Innenraumwärmeübertrager variiert. Abhängig von der Positionierung im Vorderwagen (Kältemittelkreislauf nahe den Wärmequellen bzw. dem Umgebungswärmeübertrager oder nahe dem entsprechenden Innenraumwärmeübertrager) ergeben sich daher bestimmte Leitungslängen im Sekundärkreislauf. Es wird angenommen, dass eine Positionierung in der Mitte des Vorderwagens ( $x = 0,5$ ) zur Folge hat, dass die Vor- und Rücklaufleitungen jeweils eine Länge von  $l = 1,6$  m haben. Für alle Untersuchungen gilt  $l_{\text{Vorl}} = l_{\text{Rückl}}$  sowie  $l_{\text{Vorl,AWÜ}} + l_{\text{Vorl,HWÜ/KWÜ}} = 3,2$  m mit minimalen Leitungslängen  $l_{\text{Vorl,AWÜ,min}} = l_{\text{Vorl,HWÜ/KWÜ,min}} = 0,2$  m.



**Abbildung 6.4:** Einfache Verschaltung für den Sommer- und Winterfall zur Bewertung der Positionierung des Kompaktkältemittelkreislaufs im Vorderwagen mittels Variation der Leitungslängen im Sekundärkreislauf.

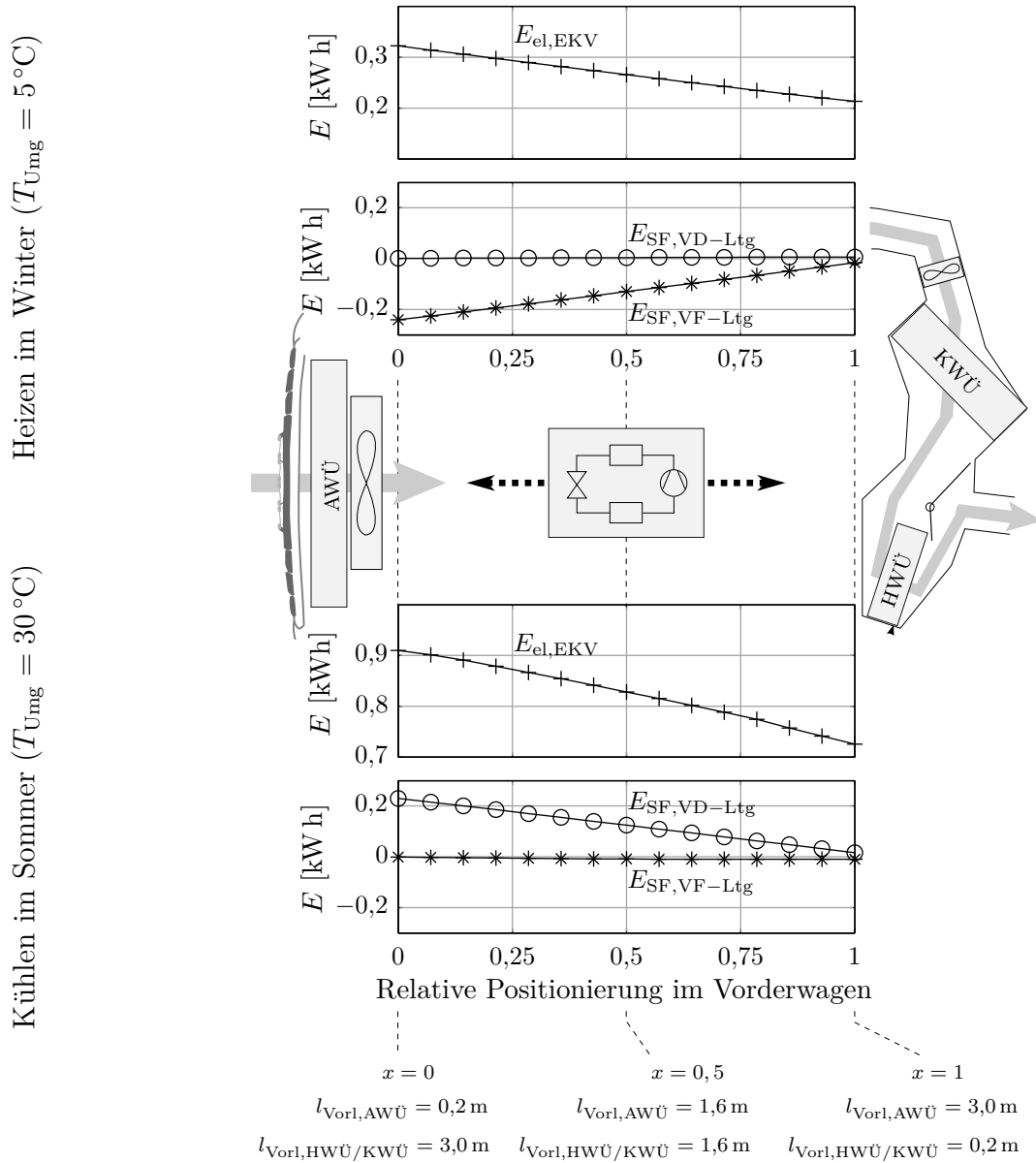
Für die Untersuchungen bei Umgebungstemperaturen von  $T_{\text{Umg}} = 5$  °C und  $T_{\text{Umg}} = 30$  °C wird jeweils der Heiz- und Kühlleistungsverlauf am Innenraumwärmeübertrager aus Abbildung 6.2 vorgegeben und die aufgewendete Verdichterleistung während eines Artemis-Überland-Zyklus (Dauer 1082 s) integriert. Zum Startzeitpunkt besitzt das gesamte System jeweils entsprechend der Umgebungsbedingungen eine niedrige (bei  $T_{\text{Umg}} = 5$  °C) bzw. hohe (bei  $T_{\text{Umg}} = 30$  °C) Temperatur. Eine Aufheizung des Fahrzeugs durch die Sonneneinstrahlung wird ebenfalls berücksichtigt. Ein Betrieb des Systems im Reheat-

Modus wird an dieser Stelle nicht untersucht. Für den Winterfall wird der Wärmeeintrag über den Umgebungswärmeübertrager und über die elektrische Antriebselektronik (Elektromotor und Leistungselektronik) berücksichtigt. Zur Verdeutlichung des Einflusses der Leitungslängen im Vorderwagen auf die Energieeffizienz des Systems stehen nun die Schlauchsegmente im thermischen Austausch mit der Umgebungsluft bei der jeweiligen Umgebungstemperatur  $T_{\text{Um}}g$ . Es wird bei einer Durchschnittsgeschwindigkeit des Zyklus von  $57,47 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 15,96 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  für die Queranströmung eine durchschnittliche Geschwindigkeit von  $7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  angenommen. Dies beruht auf der Annahme, dass die Anströmung der Schläuche aufgrund der vielen im Motorraum angeordneten Komponenten teilweise unterbrochen wird. Mit den entsprechenden Berechnungen in Anhang D wird für den luftseitigen Wärmeübergang ein Wärmeübergangskoeffizient von  $\alpha = 55 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$  angenommen.

Das Ergebnis in Abhängigkeit von der Positionierung ist in Abbildung 6.5 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass eine Positionierung des Kompaktkältemittelkreislaufs nahe an den Innenraumwärmeübertragern über die Versuchsdauer zu einer Reduktion der kumulierten Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters  $E_{\text{el,EKV}}$  führt. Außerdem sind die während des Versuchs vom Sekundärfluid abgegebenen bzw. aufgenommenen Wärmen über die Vor- und Rücklaufleitungen des Verdampfers  $E_{\text{SF,VD-Ltg}}$  bzw. Verflüssigers  $E_{\text{SF,VF-Ltg}}$  dargestellt. Für den Kühlfall im Sommer und den Heizfall im Winter ist es somit entscheidend, die Masse des Sekundärkreislauffluids auf der „Nutzseite“ (d. h. im zu kühlenden Sekundärkreislauf im Sommer und im zu heizenden Sekundärkreislauf im Winter) zu minimieren. Dies ist damit zu erklären, dass beim Wärmeübergang zwischen Primär- und Sekundärkreislauf auf der „Nutzseite“ eine große Menge Exergie übertragen wird. Bezugsgröße hierfür ist das Umgebungstemperaturniveau. Bei der Positionierung im Vorderwagen ist daher darauf zu achten, diese Verluste zu minimieren.

Aus den durchgeführten Untersuchungen ergibt sich die Schlussfolgerung, dass die Sekundärkreislauffluidmasse auf der „Nutzseite“ (Fahrzeuginnenraum) so klein wie möglich sein sollte. Im transienten Betrieb können somit die Dynamik-Nachteile eines indirekten Systems möglichst gering gehalten werden, sodass im Innenraum-Wärmeübertrager nach kurzer Zeit kaltes (im Sommerfall) oder warmes (im Winterfall) Sekundärkreislauffluid bereitgestellt werden kann. Auf der „Nicht-Nutzseite“ (meist im an den Außenwärmeübertrager angeordneten Sekundärkreislauf) hingegen können sich längere Verbindungsstücke positiv auf das Systemverhalten auswirken. Hierbei wirkt der Wärmeaustausch der vom Sekundärkreislauffluid durchströmten Schläuche mit der umgebenden Luft wie eine Vergrößerung des Umgebungswärmeübertragers. Unter heißen Umgebungsbedingungen wird somit zusätzlich zum Wärmeübertrager im Frontend Wärme über die Schläuche an die Umgebung abgegeben; im Wärmepumpenfall unter kalten Umgebungsbedingungen wird eine zusätzliche Wärmemenge über die Oberfläche der Verbindungselemente aufgenommen. Dies gilt jedoch vornehmlich beim Betrieb einer Umgebungswärmepumpe. Wird ausschließlich die Verlustwärme aus den elektrischen Antriebskomponenten verwendet, so wirkt sich eine Isolation positiv auf die Systemeffizienz aus. Trotz allem sind bei einem Einbau eines solchen Sekundärkreislaufsystems die Schläuche auf der „Nutzseite“ stets zu isolieren. Aus den durchgeführten Untersuchungen lässt sich schließlich auch die Positionierung des Kältemittelkreislaufs im Reheat-Modus ableiten. Da hierbei sowohl der hochdruckseitige als auch der niederdruckseitige Sekundärkreislauf eine „Nutzseite“





**Abbildung 6.5:** Kumulierte Leistungsaufnahme des Verdichters  $E_{\text{el,EKV}}$  sowie kumulierte Wärmeverluste und -aufnahme in den Vor- und Rücklaufleitungen der verdampfer- und verflüssigerseitigen Sekundärfluidkreisläufe  $E_{\text{SF,Ltg}}$  im Artemis-Überland-Zyklus in Abhängigkeit von der Positionierung des kompakten Kältemittelkreislaufs im Vorderwagen. Position  $x = 0$ : nahe Außenwärmeübertrager (AWÜ),  $x = 1$  nahe Innenraumwärmeübertrager (HWÜ oder KWÜ). Keine Berücksichtigung der Leistungsaufnahme der Pumpen in den Sekundärkreisläufen.

darstellen, ist der Kompaktkältemittelkreislauf auch im Reheat-Modus und somit unter allen Betriebsbedingungen möglichst nahe am Fahrzeuginnenraum bzw. am Klimagerät zu positionieren.

### 6.3 Vergleich von Sekundärkreislaufsystemen mit einem konventionellen Kältemittelkreislauf

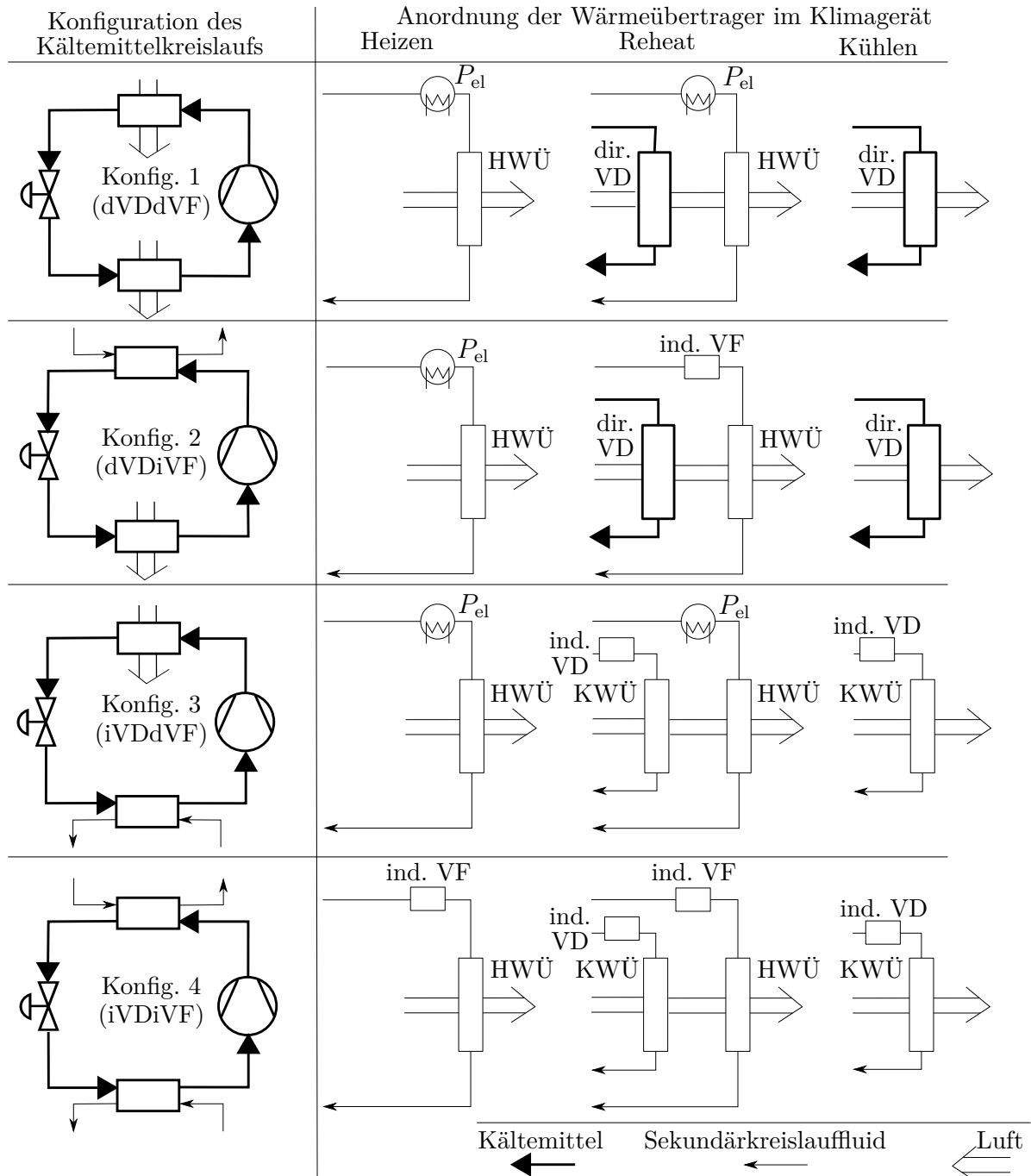
In diesem Abschnitt wird ein simulativer Vergleich aller grundsätzlich möglichen Ausführungsvarianten von direkten und indirekten Systemen mit einem einfachen Kältemittelkreislauf (keine Absperr- oder Umschaltventile, nur jeweils ein Wärmeübertrager auf der Hochdruck- und der Niederdruckseite) durchgeführt. Die vier untersuchten Konfigurationen sind in Abbildung 6.6 dargestellt [Men+15b]. Die Komponenten des konventionellen Kältemittelkreislaufs sind für ein Fahrzeug der Oberklasse dimensioniert und somit in ihren Abmaßen größer als für ein Fahrzeug der Kompaktklasse. Auf diese Weise stellt das konventionelle Referenzsystem mit den großen Wärmeübertragungsflächen bereits hohe Anforderungen an einen Effizienzvergleich mit Sekundärkreislaufsystemen. Alle Systeme enthalten einen elektrischen Scrollverdichter mit einem Schluckvolumen von  $34\text{ cm}^3$ . Tabelle 6.3 enthält die Hauptdimensionen (angeströmte Querschnittsfläche und Bauteiltiefe) der verwendeten Wärmeübertrager. Die Geometrien der Kältemittel-Sekundärkreislauffluid-Wärmeübertrager (indirekter Verdampfer und indirekter Verflüssiger) entsprechen denen des in Abschnitt 5.2 beschriebenen Kompaktkältemittelkreislaufs.

**Tabelle 6.3:** Abmaße der verwendeten Wärmeübertrager im Klimagerät und im Frontend.

	Anströmfläche (Breite $\times$ Höhe)	Bauteiltiefe
direkter Verdampfer	293 mm $\times$ 205 mm	50 mm
Kühlungswärmeübertrager	303 mm $\times$ 195 mm	58 mm
direkter Verflüssiger	640 mm $\times$ 440 mm	11,5 mm
Außenwärmeübertrager	640 mm $\times$ 480 mm	50,4 mm
Heizungswärmeübertrager	220 mm $\times$ 180 mm	32 mm

Auf Basis der Artemis-Fahrzyklen (Abbildung 6.3) und der vorgegebenen Leistungsanforderungen des Innenraums (Abbildung 6.2) erfolgt eine Bewertung in den drei Betriebsfällen *Heizen*, *Reheat* und *Kühlen*. Im Folgenden werden die untersuchten Konfigurationen detailliert beschrieben und der jeweils daraus resultierende Aufbau im Klimagerät abgeleitet.

**Konfiguration 1 (direkter Verdampfer und direkter Verflüssiger, dVDdVF)** stellt ein konventionelles Klimaanlage-System mit direktem Verdampfer im Klimagerät und direktem Verflüssiger im Frontend dar. In einem Fahrzeug verbaut ist für diese Konfiguration aufgrund der langen durch den Motorraum führenden Kältemittelleitungen eine große Kältemittelmenge erforderlich. Im Hinblick auf das transiente Verhalten im Sommer ist von dieser Konfiguration das Betriebsverhalten mit der größten Dynamik und der geringsten elektrischen Leistungsaufnahme zu erwarten, da auf der Hoch- und Niederdruckseite jeweils nur ein Wärmeübergang (zwischen Kältemittel und Luft) stattfindet. In den Betriebsfällen Heizen und Reheat jedoch muss die gesamte Heizleistung mit Hilfe eines elektrischen Zuheizers an das Sekundärkreislauffluid abgegeben werden, da sich bei einem



**Abbildung 6.6:** Schematischer Aufbau der vier untersuchten System-Konfigurationen für den Vergleich eines konventionellen direkten Kältemittelkreislaufs mit verschiedenen Sekundärkreislaufsystemen. Konfiguration 1: direkter Verdampfer und direkter Verflüssiger (dVDdVF), Konfiguration 2: direkter Verdampfer und indirekter Verflüssiger (dVDiVF), Konfiguration 3: indirekter Verdampfer und direkter Verflüssiger (iVDdVF), Konfiguration 4: indirekter Verdampfer und indirekter Verflüssiger (iVDiVF). Verschaltung der Wärmeübertrager im Klimagerät für die drei Betriebsmodi Heizen, Reheat und Kühlen.

einfachen Kältemittelkreislauf kein Verflüssiger für die Nutzung der Verflüssigungswärme im Klimagerät befindet.

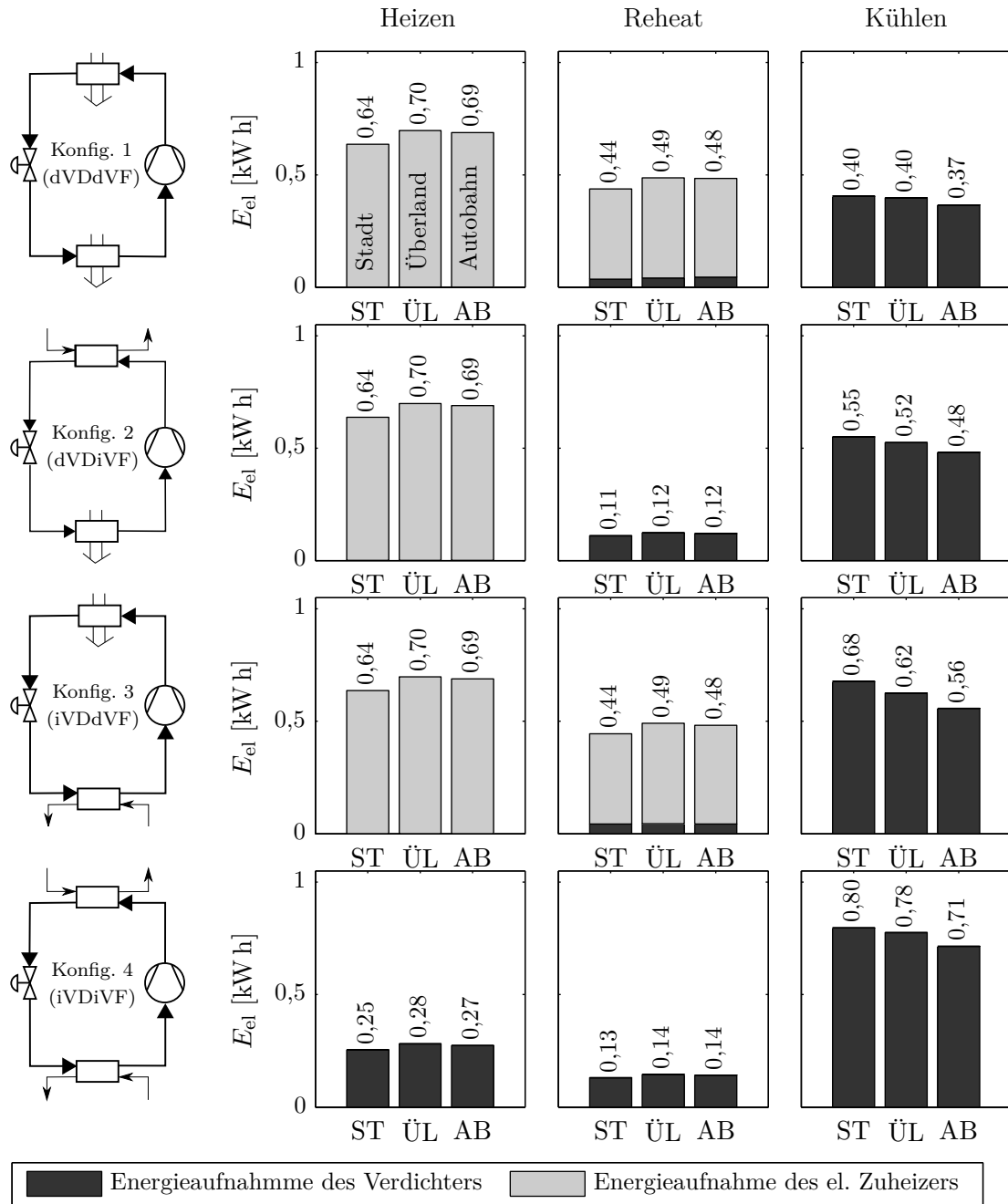
**Konfiguration 2 (direkter Verdampfer und indirekter Verflüssiger, dVDiVF)** stellt einen Kältemittelkreislauf mit einem Sekundärkreislauf auf der Hochdruckseite dar. Im Betriebsfall Reheat ist es möglich, dieses System in einem Wärmepumpenmodus zu betreiben. In diesem Fall wird die in den Innenraum einströmende Luft am direkten Verdampfer zunächst abgekühlt und entfeuchtet. Anschließend wird die Luft mit der im Sekundärkreislauffluid zum HWÜ geleiteten Verflüssigungswärme wieder erwärmt. Es werden für Konfiguration 2 keine elektrischen Antriebskomponenten als Wärmequelle für den Aufheizfall verwendet, da dies unter der Prämisse eines einfachen Kältemittelkreislaufs ohne kältemittelseitige Umschaltventile nicht möglich ist.

**Konfiguration 3 (indirekter Verdampfer und direkter Verflüssiger, iVDdVF)** stellt einen Kältemittelkreislauf mit einem Sekundärkreislauf auf der Niederdruckseite dar. In dieser Systemkonfiguration ist es nicht möglich, die durch die Kältemittelverflüssigung entstehende Wärme am direkten Verflüssiger für die Innenraumtemperierung in den Betriebsfällen Heizen und Reheat zu nutzen. Für den Abkühlfall im Sommer wird der Kühlungswärmeübertrager (KWÜ) mit kaltem Sekundärkreislauffluid vom indirekten Verdampfer versorgt.

**Konfiguration 4 (indirekter Verdampfer und indirekter Verflüssiger, iVDiVF)** stellt ein Kältemittelkreislaufsystem dar, welches beidseitig mit Sekundärkreisläufen aufgebaut ist. Da die gesamte Regelung und Energieverteilung auf der Seite des Sekundärkreislauffluids stattfindet, eröffnen sich neue Möglichkeiten bei der Integration der elektrischen Antriebskomponenten und des Umgebungswärmeübertragers im Wärmepumpenmodus.

Für die Konfiguration 4 (iVDiVF) ergeben sich aufgrund der sekundärfluidseitigen Verschaltungsmöglichkeiten die im Folgenden beschriebenen Annahmen: Im Winterfall (Wärmepumpenbetrieb) dient der Umgebungswärmeübertrager im Frontend zur Aufnahme der Umgebungswärme. Je nach Größe des Umgebungswärmeübertragers wird das Sekundärkreislauffluid annähernd auf das Niveau der Umgebungstemperatur erwärmt. Anschließend nimmt es zusätzlich noch Abwärmen der elektrischen Antriebskomponenten auf, ehe die insgesamt aufgenommene Wärmemenge am indirekten Verdampfer an das Kältemittel abgegeben wird. Der zum Heizen des Innenraums verwendete Wärmeübertrager ist mit dem indirekten Verflüssiger verbunden und führt die dort anfallende Verflüssigungswärme dem Fahrzeuginnenraum zu. Im Sommerfall strömt das kalte Sekundärkreislauffluid für die Kühlung des Innenraums zum entsprechenden Kühlungswärmeübertrager; die Abgabe der am Verflüssiger anfallenden Verflüssigungswärme an die Fahrzeugumgebung erfolgt über den Außenwärmeübertrager. Außerdem sind in diesen Sekundärkreislauf die elektrischen Antriebskomponenten eingebunden.

Abbildung 6.7 zeigt die Energieaufnahme der vier untersuchten Konfigurationen für die drei vorgegebenen Artemis-Zyklen im Heiz-, Reheat- und Kühlmodus. Für den jeweiligen Betriebsfall werden die aufgenommenen kumulierten Leistungen des elektrischen Zuheizers und des Kältemittelverdichters dargestellt. Während des Heizfalls ist bei den Konfigurationen 1-3 eine deutlich höhere Energieaufnahme als bei Konfiguration 4 zu beobachten. Dies ist auf die Tatsache zurückzuführen, dass die gesamte Heizleistung dem System mit den hier gewählten Annahmen mit einem elektrischen Zuheizer zugeführt

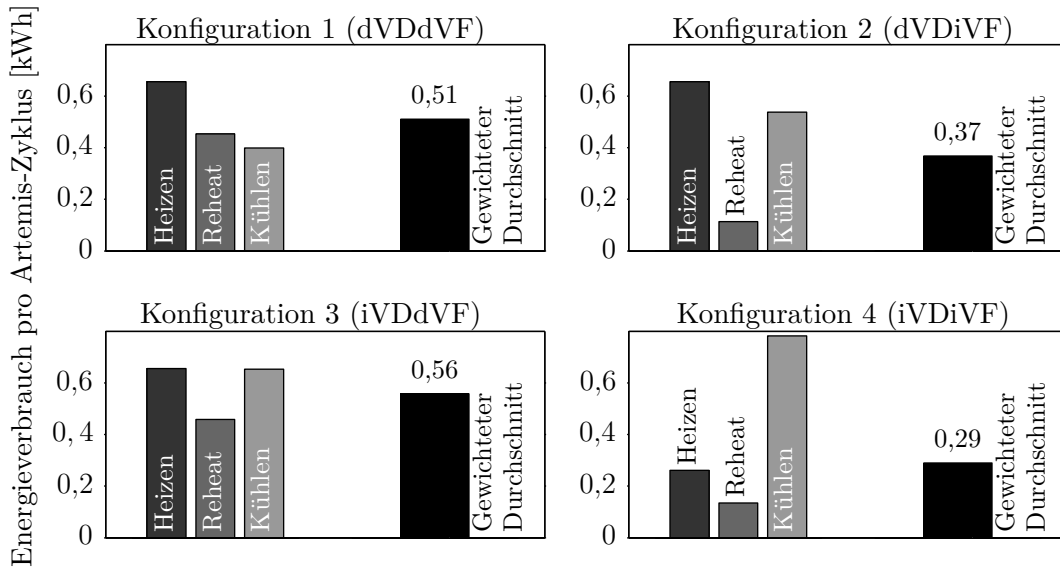


**Abbildung 6.7:** Elektrische Energieaufnahme des elektrischen Heizelements und des Kältemittelverdichters der vier untersuchten Konfigurationen in den jeweiligen Betriebsfällen mit gleicher dem Innenraum zugeführten Heiz- und/oder Kühlleistungen.

werden muss, während das System bei Konfiguration 4 in einem effizienten Wärmepumpenmodus betrieben werden kann. Im Reheat-Modus zeigen die Konfigurationen 2 und 4 ein effizientes Betriebsverhalten, da die am indirekten Verflüssiger vom Sekundärkreislauflfluid aufgenommene Wärmemenge am Heizungswärmeübertrager zum Aufheizen der bereits abgekühlten und entfeuchteten Luft verwendet werden kann. Es ist an dieser Stelle

anzumerken, dass mit nur geringfügig erweiterten Kältemittelkreisläufen (zusätzliche Ventile und Wärmeübertrager) auch bei den Konfigurationen 1-3 ein Wärmepumpenbetrieb möglich wäre und die Systemeffizienz bei niedrigen Umgebungstemperaturen deutlich gesteigert werden könnte [KL14, SR13, Hom15]. Im Kühlbetrieb zeigen erwartungsgemäß die Konfigurationen 1 und 2 das effizienteste Betriebsverhalten im Bezug auf die durchschnittliche elektrische Energieaufnahme des Kältemittelverdichters. Aufgrund des zusätzlichen Wärmeübergangs und der thermischen Massen im niederdruckseitigen Sekundärkreislauf in Konfiguration 3 und 4 kann dort eine erhöhte Leistungsaufnahme beobachtet werden. Der zusätzliche Wärmeübergang hat somit einen signifikanten Einfluss auf die Systemeffizienz im transienten Betrieb. Bei allen Untersuchungen werden die Leistungsaufnahme der Pumpen in den Sekundärkreisläufen sowie mögliche Strategien zur Enteisung des Außenwärmeübertragers im Heizfall (Konfiguration 4) nicht berücksichtigt.

In Abbildung 6.8 werden Gewichtungsfaktoren für die Verteilung der drei Artemis-Fahrzyklen (vgl. Tabelle 6.2) und der auftretenden Umgebungsbedingungen (vgl. Tabelle 6.1) berücksichtigt. Demnach nimmt Konfiguration 4 im Mittel die geringste Energie auf, was vor allem mit der geringen Energieaufnahme im Heiz- und Reheat-Betrieb zu erklären ist.

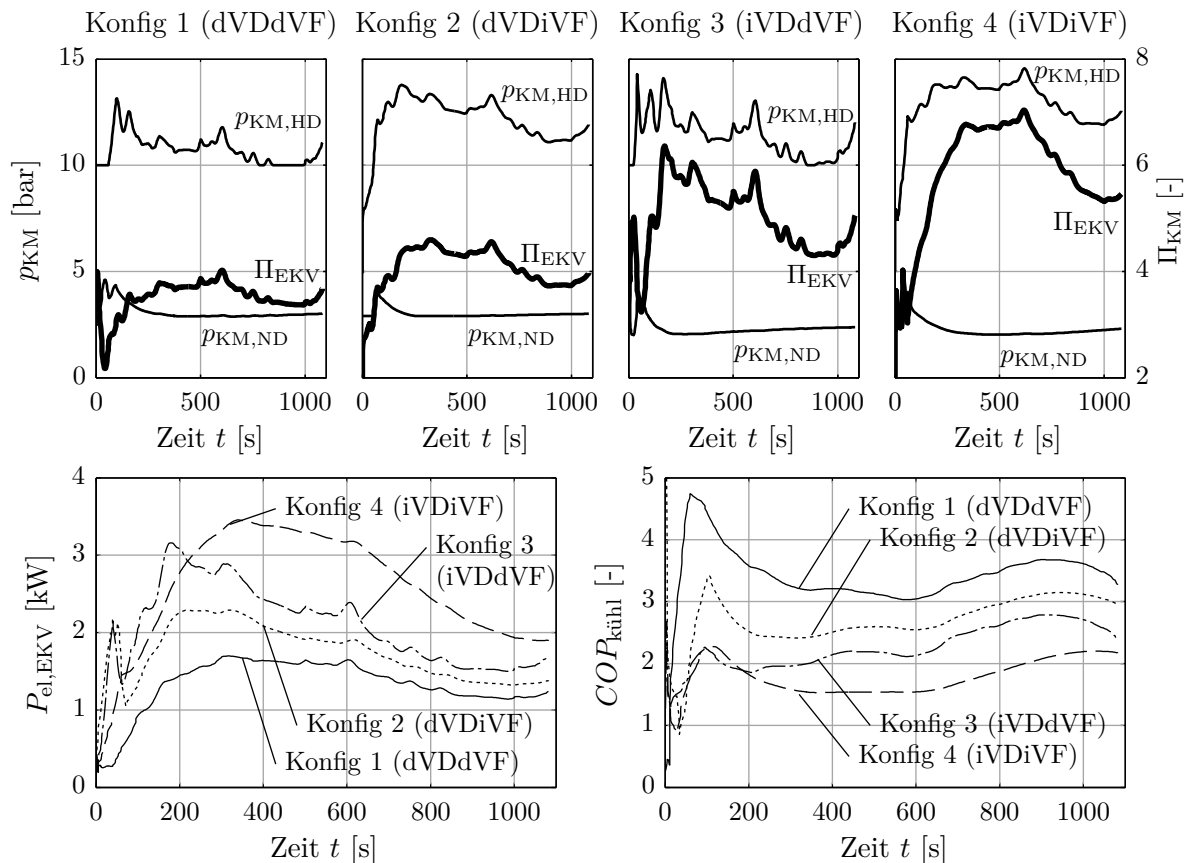


**Abbildung 6.8:** Gewichtete elektrische Gesamtenergieaufnahme der vier untersuchten Konfigurationen in den jeweiligen Betriebsfällen.

Würde man jedoch ausschließlich den Kühlfall bei hohen Umgebungstemperaturen betrachten, so wäre die elektrische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters in Konfiguration 4 (Sekundärkreislauf auf der Hoch- und Niederdruckseite) wesentlich höher als bei einem konventionellen Kältemittelkreislauf (Konfiguration 1). Im Folgenden werden die Ursachen am Beispiel eines Artemis Überland-Zyklus bei  $T_{Umg} = 30^\circ\text{C}$  näher erläutert. Dazu sind wesentliche Systemgrößen wie der Hoch- und Saugdruck sowie die Verdichterleistung und der  $COP_{kühl}$  in Abbildung 6.9 für die Konfigurationen 1-4 dargestellt. Die Verdichterleistung hängt hierbei vom Druckverhältnis  $\Pi$  und der Drehzahl  $n_{EKV}$  ab:

$$P_{el,EKV} = f(\Pi, n_{EKV}) \quad (6.1)$$

Verglichen mit den Konfigurationen 2-4 stellt sich für Konfiguration 1 (dVDdVF) der niedrigste Hochdruck sowie der höchste Saugdruck und somit das geringste Druckverhältnis  $\Pi$  im Kältemittelkreislauf ein. Offenbar sind die sich ergebenden kältemittelseitigen Temperaturen ausreichend, um die geforderte Wärmemenge am Verdampfer aufnehmen und die sich ergebende Verflüssigungswärme am Verflüssiger an die Umgebung abgeben zu können. Im Vergleich dazu ist der Hochdruck bei Konfiguration 2 (Sekundärkreislauf auf der Hochdruckseite) deutlich höher, was zu einem steigenden Druckverhältnis und somit zu einer größeren Leistungsaufnahme am Verdichter führt. Besonders ausgeprägt ist die Steigerung des Druckverhältnisses jedoch beim Absinken des Saugdrucks bei den Systemen mit indirektem Verdampfer (Konfigurationen 3 und 4), sodass die Leistungsaufnahme des Verdichters nochmals steigt. Es ist an dieser Stelle überdies zu beachten, dass auch die Abwärme der elektrischen Antriebskomponenten in den hochdruckseitigen Sekundärkreislauf eingebracht wird und sich der kältemittelseitige Verflüssigungsdruck zusätzlich entsprechend erhöht.



**Abbildung 6.9:** Vergleich der vier untersuchten Konfigurationen während des Kühlfalls bei  $T_{Umg} = 30^\circ\text{C}$  in einem Artemis Überland-Zyklus. Oben: Hochdruck  $p_{KM,HD}$ , Niederdruck  $p_{KM,ND}$  sowie Druckverhältnis  $\Pi_{EKV}$ , jeweils für die untersuchte Konfiguration. Unten: Vergleich der aufgenommenen Verdichterleistung  $P_{el,EKV}$  und  $COP_{kühl}$ .

Eine Erklärung für die gesteigerte Leistungsaufnahme des Verdichters lässt sich außerdem mit Hilfe einer Entropieanalyse finden. Nach dem zweiten Hauptsatz besitzt jedes System eine extensive Zustandsgröße  $S$ , genannt Entropie. Die Entropie eines Systems ändert sich durch Wärmetransport über die Systemgrenze ( $\dot{S}_Q$ ), durch Stofftransport über die Systemgrenze ( $\dot{S}_K$ ) sowie durch irreversible Prozesse im Inneren des Systems (Entropieerzeugung), insbesondere durch den Wärmeübergang bei endlicher Temperaturdifferenz und Reibung ( $\dot{S}_{\text{irr}}$ ) [BK12, Kör13, Tho14]. Somit ist die Entropie, anders als die Energie, keine Erhaltungsgröße. Für die Änderung der Entropie eines Systems gilt die folgende Bilanz:

$$\frac{dS}{dt} = \dot{S}_Q + \dot{S}_K + \dot{S}_{\text{irr}} = \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_{i,m}} + \sum_i \dot{m}_i \cdot s_i + \dot{S}_{\text{irr}} \quad \text{mit} \quad \dot{S}_{\text{irr}} \geq 0 \quad (6.2)$$

Dabei ist  $T_m$  die charakteristische, gerührte Mitteltemperatur des jeweiligen Fluids an der Stelle der Systemgrenze, an der  $\dot{Q}$  übergeht (vergleichbar mit der mittleren Temperatur eines ideal gerührten Behälters). Die Beziehung für diese mittlere Fluidtemperatur lässt sich aus der Gibb'schen Fundamentalgleichung mit Hilfe eines Koeffizientenvergleichs herleiten (vgl. Abschnitt C im Anhang) [WKW13, Tis+09].

$$T_m = \left( \frac{\partial H}{\partial S} \right)_{p,x} \quad (6.3)$$

Für einen nach außen adiabaten Wärmeübertrager, unter Vernachlässigung des Druckverlustes und der Entropieänderung des Systems ( $\dot{S}_Q = 0$ ,  $\Delta p = 0$  und  $\frac{dS}{dt} = 0$ ), kann die Entropieproduktion indirekt aus der Entropiebilanz in Gleichung 6.2 bestimmt werden [Tho14]. Mit Hilfe der an den Materietransport über die Systemgrenze gebundenen Entropieänderung der beiden jeweils am Wärmeübergang beteiligten Fluide (Kältemittel und Luft, Kältemittel und Sekundärkreislauffluid beziehungsweise Sekundärkreislauffluid und Luft) lässt sich die Entropieproduktion im Wärmeübertrager berechnen:

$$\dot{S}_{\text{irr}} = - \sum_i \dot{m}_i \cdot s_i \quad (6.4)$$

Für die Berechnung der spezifischen Entropien ist am direkten Verdampfer und am Kühlungswärmeübertrager die Kondensatabscheidung aus der feuchten Luft zu berücksichtigen [BK12]. Für die Enthalpie der ungesättigten Luft am Eintritt gilt daher, bezogen auf den Tripelpunkt des Wassers bei  $T_{\text{Tr}} = 273,16 \text{ K}$  und  $p_{\text{Tr}} = 6,12 \text{ mbar}$ :

$$h_{L,\text{ein}} = c_{p,L} \cdot (T_{L,\text{ein}} - T_{\text{Tr}}) + x_{L,\text{ein}} \cdot (\Delta h_v(T_{\text{Tr}}) + c_{p,D} \cdot (T_{L,\text{ein}} - T_{\text{Tr}})) \quad (6.5)$$

Beim Durchströmen des Wärmeübertragers wird die Luft abgekühlt und es bildet sich Kondensat an der Oberfläche des Verdampfers bzw. des Kühlungswärmeübertragers. Für die gesättigte feuchte Luft mit flüssigem Wasser als Kondensatphase und  $x_{L,\text{aus}} = x_{L,s}$  gilt somit:

$$\begin{aligned} h_{L,\text{aus}} = & c_{p,L} \cdot (T_{L,\text{aus}} - T_{\text{Tr}}) + x_{L,s} \cdot (\Delta h_v(T_{\text{Tr}}) + c_{p,D} \cdot (T_{L,\text{aus}} - T_{\text{Tr}})) \\ & + (x_{L,\text{ein}} - x_s) \cdot c_{p,W} \cdot (T_{L,\text{aus}} - T_{\text{Tr}}) \end{aligned} \quad (6.6)$$



mit

$$x_{L,s} = \frac{R_L}{R_D} \cdot \frac{p_{L,s}(T)}{p_L - p_{L,s}(T)} = 0,622 \cdot \frac{p_{L,s}(T)}{p_L - p_{L,s}(T)} \quad (6.7)$$

Für die Berechnung der luftseitigen Entropien gilt für den Lufteintritt:

$$\begin{aligned} s_{L,\text{ein}} = & (c_{p,L} - x_{L,\text{ein}} \cdot c_{p,L}) \cdot \ln \left( \frac{T_{L,\text{ein}}}{T_{\text{Tr}}} \right) - (R_L - x_{L,\text{ein}} \cdot R_L) \cdot \ln \left( \frac{p_{L,\text{ein}}}{p_{\text{Tr}}} \right) \\ & + x_{L,\text{ein}} \cdot \frac{\Delta h_v(T_{\text{Tr}})}{T_{\text{Tr}}} + \Delta^M s(x_{L,\text{ein}}) \end{aligned} \quad (6.8)$$

Wobei  $\Delta^M s(x_L)$  die spezifische Mischungsentropie in Abhängigkeit der Wasserbeladung  $x_L$  beschreibt. Es gilt:

$$\Delta^M s(x_L) = R_W \cdot \left[ \left( \frac{R_L}{R_W} + x_L \right) \cdot \ln \left( \frac{R_L}{R_W} + x_L \right) - x_L \cdot \ln x_L - \frac{R_L}{R_W} + x_L \ln \frac{R_L}{R_W} \right] \quad (6.9)$$

Für gesättigte feuchte Luft am Austritt des Verdampfers bzw. des Kühlungswärmeübertragers berechnet sich die Entropie wie folgt:

$$\begin{aligned} s_{L,\text{aus}} = & (c_{p,L} - x_{L,\text{aus}} \cdot c_{p,L}) \cdot \ln \left( \frac{T_{L,\text{aus}}}{T_{\text{Tr}}} \right) - (R_L - x_{L,\text{aus}} \cdot R_L) \cdot \ln \left( \frac{p_{L,\text{aus}}}{p_{\text{Tr}}} \right) \\ & + x_{L,\text{aus}} \cdot \frac{\Delta h_v(T_{\text{Tr}})}{T_{\text{Tr}}} + \Delta^M s(x_{L,\text{aus}}) + (x_{L,\text{ein}} - x_{L,s}) \cdot c_W \ln \left( \frac{T_{L,\text{aus}}}{T_{\text{Tr}}} \right) \end{aligned} \quad (6.10)$$

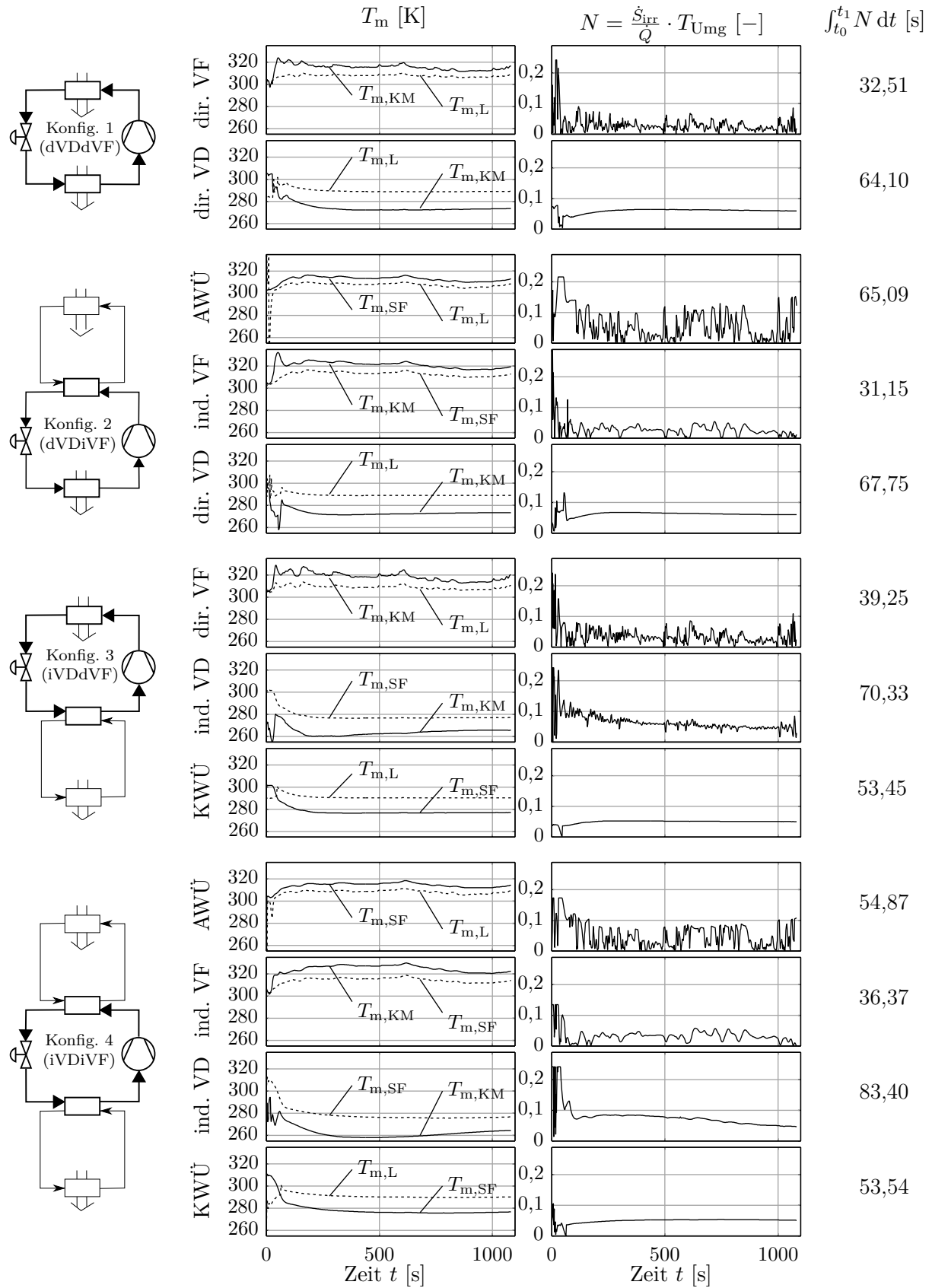
Oft wird die durch die Wärmeübertragung produzierte Entropie  $\dot{S}_{\text{irr},WÜ}$  auf den übertragenen Wärmestrom  $\dot{Q}$  bezogen und mit einer Temperatur entdimensioniert [Hes00, YSK01, RH12]. Eine Möglichkeit hierfür wäre die Entdimensionierung durch Multiplikation mit der Umgebungstemperatur  $T_{\text{Umg}}$  [WS83, Wen13], sodass nun für die dimensionslose Bewertungsgröße  $N$  gilt:

$$N = \frac{\dot{S}_{\text{irr}}}{\dot{Q}} \cdot T_{\text{Umg}} \quad (6.11)$$

Abbildung 6.10 zeigt die mittlere thermodynamische Temperatur  $T_m$  der am Wärmeübergang beteiligten Fluide, die entdimensionierte Entropieproduktion aus Gleichung 6.11 für die jeweiligen Wärmeübertrager im zeitlichen Verlauf sowie integriert über die gesamte Versuchsdauer von  $t = 1082$  s. Es ist zu erkennen, dass vor allem in den Wärmeübertragern zwischen Luft und Sekundärfluid Entropie erzeugt wird. Der Fokus der zukünftigen Entwicklung sollte daher auf der Optimierung des Außenwärmeübertragers (AWÜ) und Kühlungswärmeübertragers (KWÜ) liegen, um die erzeugte Entropie in diesen Wärmeübertragern und somit auch im jeweiligen Gesamtsystem zu verringern.

Mit Hilfe der berechneten, nicht entdimensionierten Irreversibilitäten könnte der Verlust an Arbeitsfähigkeit bzw. die vernichtete Exergie beschrieben werden [BK12, WKW13]:

$$\dot{W}_{\text{Verl,irr}} = T_{\text{Umg}} \cdot \dot{S}_{\text{irr}} \quad (6.12)$$

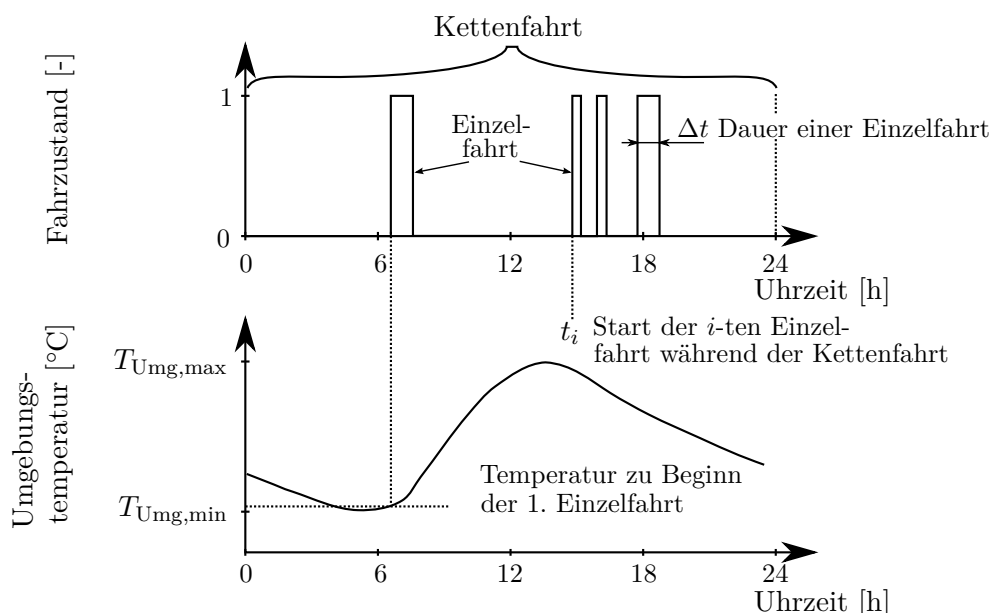


**Abbildung 6.10:** Darstellung der thermodynamischen Temperaturen  $T_m$  der am Wärmeübergang beteiligten Fluide sowie der dimensionslosen Entropieproduktion  $N$  in den Wärmeübertragern der vier untersuchten Systemkonfigurationen im Kühlfall bei hoher Umgebungstemperatur ( $T_{Umg} = 30^\circ\text{C}$ ) im zeitlichen Verlauf während eines Artemis Überland-Zyklus.

## 7 Entwicklung einer Bewertungsmethodik unter Berücksichtigung des Mobilitätsverhaltens und der klimatischen Randbedingungen

### 7.1 Grundlagen

Um den Energieverbrauch eines Pkw-Thermomanagement-Systems nicht nur in ausgewählten Betriebspunkten (vgl. Kapitel 6) bewerten zu können, wird in diesem Kapitel die Entwicklung einer neuartigen Methode zur Berechnung des realen Jahresenergieverbrauchs eines Pkw-Teilsystems beschrieben. Im Gegensatz zu gesetzlichen Fahrzyklen, die lediglich durch ein festgelegtes Geschwindigkeitsprofil in einem bestimmten Zeitraum definiert sind, berücksichtigt diese neu entwickelte Methodik die Fahr- und Parkzeiten des Fahrzeugs und somit das Mobilitätsverhalten im Tagesverlauf. In Verbindung mit geeigneten Simulationsmodellen können somit das Aufheiz- und Abkühlverhalten der thermischen Massen im Fahrzeug sowie Speichereffekte berücksichtigt werden. Abbildung 7.1 zeigt beispielhaft eine Sequenz von insgesamt 4 Einzelfahrten innerhalb von 24 Stunden.



**Abbildung 7.1:** Beispielhafte Darstellung des Fahrverhaltens bei repräsentativen Umgebungsbedingungen im Tagesverlauf: Eine aus 4 Einzelfahrten bestehende Kettenfahrt wird mit dem Verlauf der Umgebungstemperatur verknüpft. Fahrzustand 1: Fahrzeug fährt, Fahrzustand 0: Fahrzeug parkt.

Eine solche Sequenz, welche das Mobilitätsverhalten im Tagesverlauf beschreibt, wird im Folgenden *Kettenfahrt* genannt. Zudem ist die Umgebungstemperatur im Tagesverlauf dargestellt und kann mit den Einzelfahrten verknüpft werden. Diese synthetischen Tagesfahrzyklen (Fahrzustand 1: Fahrzeug fährt, Fahrzustand 0: Fahrzeug parkt) können als Eingangsgrößen für Versuche und Simulationen verwendet werden. Somit können unter anderem Speichereffekte in thermischen Massen (beispielsweise in den elektrischen Antriebskomponenten) oder Strategien zur Vorkonditionierung untersucht werden. Das im Folgenden beschriebene Vorgehen orientiert sich an einer vorangegangenen Veröffentlichung [Men+15a] und enthält ein Verfahren zur Reduktion zweier gegebener Datensätze: Ein Datensatz zur Beschreibung des Mobilitätsverhaltens (Start der Fahrt, Fahrtdauer und zurückgelegte Distanz) sowie ein zweiter Datensatz für die Beschreibung der klimatischen Randbedingungen (Temperatur, Luftfeuchtigkeit und solare Einstrahlung). Da die Daten für das Mobilitätsverhalten mit dem erforderlichen hohen Detaillierungsgrad nur für die USA zur Verfügung stehen, wird die folgende Bewertungsmethodik am Beispiel der USA beschrieben. Bei entsprechender Datenlage ist die vorgestellte Methodik jedoch auch für andere Regionen anwendbar.

## 7.2 Verwendete Datensätze

### 7.2.1 Datenbank zum Mobilitätsverhalten

Als Grundlage für die Beschreibung des Fahrverhaltens wird die *2009 National Household Travel Survey* (NHTS) herangezogen [UF11b]. Dieser frei verfügbare und umfangreiche Datensatz beschreibt das Mobilitätsverhalten in den USA. Die Datenbank enthält mehr als 700.000 Datensätze über einen Zeitraum von 14 Monaten. Die an der Datenerhebung teilnehmenden Haushalte wurden per Zufall ausgewählt, um das Mobilitätsverhalten aller im Haushalt lebender Personen an einem definierten Tag in einem Mobilitäts-Tagebuch festzuhalten. Eine genaue Beschreibung aller erfassten Daten und der Vorgehensweise beim Auswertungsprozess ist dem der Studie zugehörigen Handbuch [UF11a] zu entnehmen. Im Folgenden wird lediglich auf die in Tabelle 7.1 beschriebenen Variablen zurückgegriffen.

Zusätzlich zu den in Tabelle 7.1 beschriebenen Größen wird außerdem die Durchschnittsgeschwindigkeit einer Einzelfahrt  $\bar{v}$  berechnet, um ungültige, unplausible oder fehlerhafte Datenbankeinträge zu detektieren.

$$\bar{v} = \frac{s}{\Delta t} \quad (7.1)$$

Abbildung 7.2 enthält eine Auswertung dieses bereinigten Datensatzes. Es sind die relativen Auftrittshäufigkeiten für die jeweils zurückgelegte Fahrstrecke, die Fahrtdauer, die durchschnittliche Geschwindigkeit sowie die Anzahl der Einzelfahrten pro Kettenfahrt dargestellt. Zudem ist die relative Häufigkeit der in einem Fahrzustand befindlichen Fahrzeuge im Tagesverlauf aufgezeichnet. Aufgrund der Vorgehensweise bei der Datenerhebung (selbständiges Ausfüllen eines Mobilitäts-Tagebuchs in Form eines Gedächtnisprotokolls)

**Tabelle 7.1:** Verwendete Variablen des Datensatzes der *2009 National Household Travel Survey* (NHTS) zur Beschreibung des Mobilitätsverhaltens in den USA.

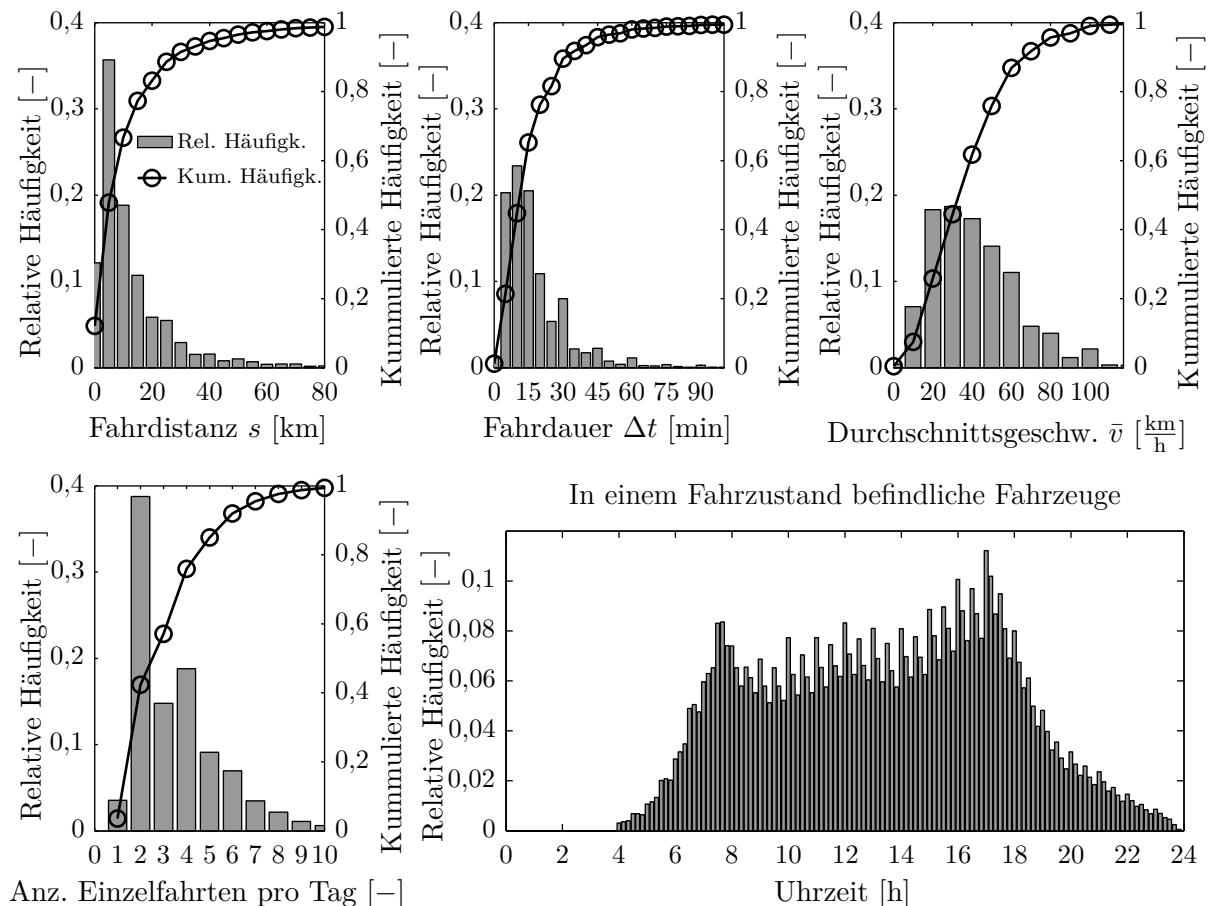
NHTS Variable	Beschreibung
HOUSEID	Identifikations-Nr. des befragten Haushalts
PERSONID	Identifikations-Nr. der befragten Person innerhalb des Haushalts
VEHID	Identifikations-Nr. des Fahrzeugs im befragten Haushalt
DRIVER	Fahrer-Status (Fahrer oder Mitfahrer)
USEPUBTR	Benutzung öffentlicher Verkehrsmittel (ja oder nein)
STRTTIME	Startzeit
ENDTIME	Ankunftszeit
TRVLCMIN	Fahrdauer
TRPMILES	Fahrstrecke
HHSTATE	Bundesstaat des befragten Haushalts
TDAYDATE	Datum der Fahrt (Monat und Jahr)

sind Angaben mit besonders einprägsamen Werten überproportional häufig vertreten. Dies gilt beispielsweise für die relative Häufigkeit bei einer Fahrdauer von  $\Delta t = 30$  min oder für die Werte zu einer vollen Stunde bei der Darstellung der fahrenden Fahrzeuge im Tagesverlauf.

Es ist zu erkennen, dass die meisten zurückgelegten Fahrten sehr kurz sind. So wird bei mehr als 80 % aller Fahrten eine Strecke von weniger als 20 km zurückgelegt. Dementsprechend kurz sind auch die Fahrzeiten. Die Verteilung der entsprechenden Durchschnittsgeschwindigkeiten wird ebenfalls dargestellt. Für die Anzahl der Einzelfahrten pro Kettenfahrt lässt sich feststellen, dass in mehr als 85 % der untersuchten Tagesdatensätze zwischen 2 und 6 Einzelfahrten mit einem Pkw zurückgelegt werden.

### 7.2.2 Klimadatenbank

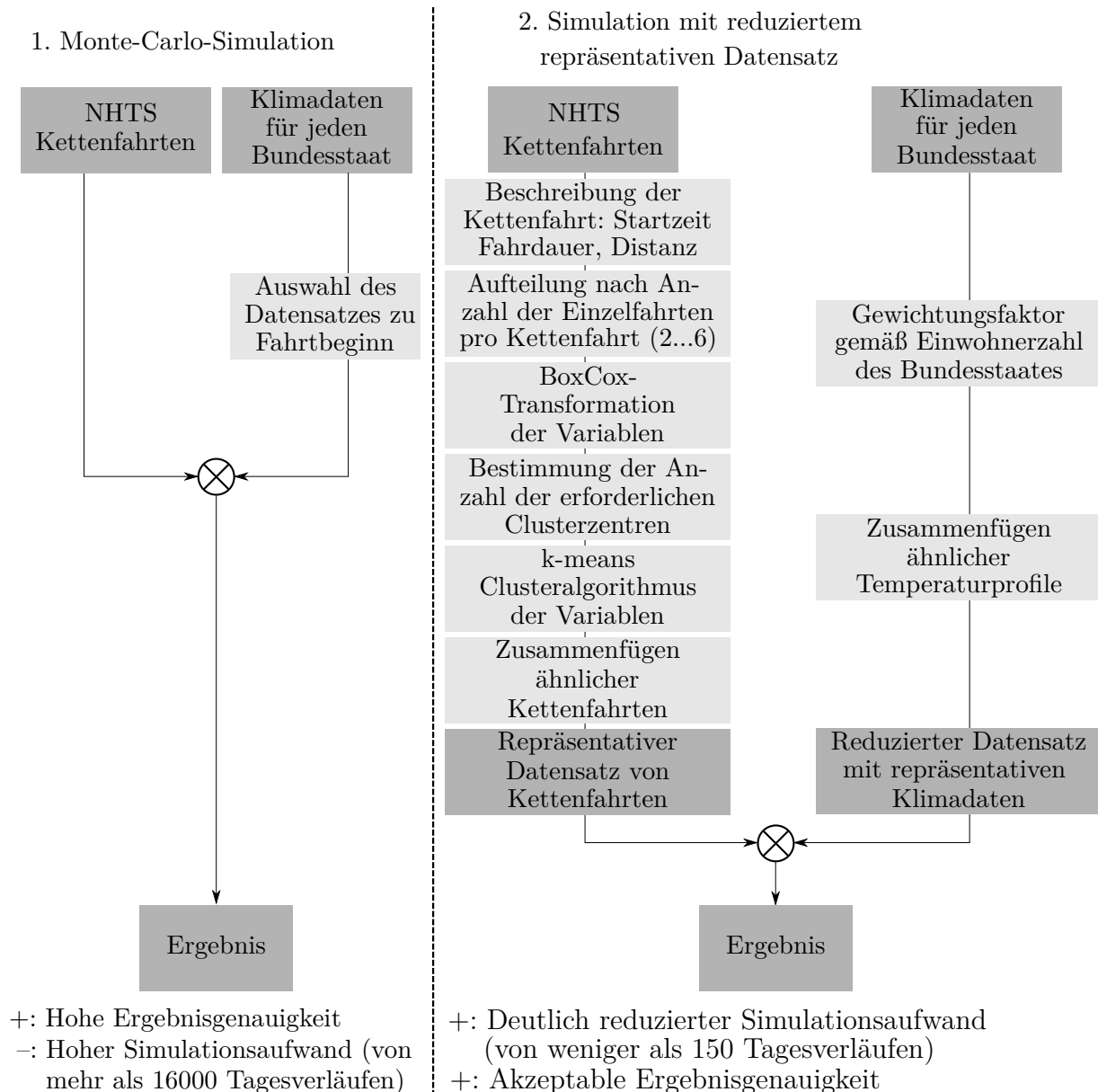
Um den klimatologischen Ablauf des Jahres und die Veränderungen der Umgebungsbedingungen im Tagesverlauf möglichst detailliert beschreiben zu können, sind Monatsmittelwerte als Berechnungsgrundlage nicht ausreichend [Dut02, Str11]. Für die Beschreibung der klimatischen Randbedingungen (Temperatur, Luftfeuchtigkeit und solare Einstrahlung) wird daher die Datenbank Meteonorm in der Version 6.0 verwendet [Met07, Rem08]. Darin enthalten sind für jeden Monat stündlich aufgelistete Werte zur Beschreibung der klimatischen Randbedingungen. Hierzu werden die Klimadaten aller 50 Hauptstädte der US-Bundesstaaten berücksichtigt. Es wird angenommen, dass die Daten für die Hauptstädte das Klima des gesamten jeweiligen Bundesstaats beschreiben. Für die Gewichtung der klimatischen Umgebungsbedingungen stehen die Einwohnerzahlen aller US-Bundesstaaten zur Verfügung [US 13].



**Abbildung 7.2:** Auswertung von Distanz  $s$ , Fahrtdauer  $\Delta t$  und Durchschnittsgeschwindigkeit  $\bar{v}$  der untersuchten Einzelfahrten, Anzahl der Einzelfahrten pro Tag sowie relative Häufigkeitsverteilung der fahrenden Fahrzeuge.

### 7.3 Vorgehensweise für die Datenreduktion

Es werden im Folgenden zwei Vorgehensweisen beschrieben, um den Jahresenergieverbrauch eines Pkw-Teilsystems zu berechnen. Zum einen ist dies die in Abschnitt 7.3.1 beschriebene Monte-Carlo-Simulation, zum anderen die in Abschnitt 7.3.2 vorgestellte Entwicklung einer neuen Bewertungsmethodik mit einem reduzierten repräsentativen Datensatz als Eingangsgröße. Beide Methoden werden angewendet, um jeweils die erforderliche Heiz- und Kühlleistung für den Fahrzeuginnenraum zu berechnen. Aufgrund der Vielzahl an Berechnungen und der damit verbundenen langen Simulationszeit ist es nicht möglich, das in Abschnitt 3.1.4 beschriebene Innenraummodell zu verwenden. Stattdessen wird für die Entwicklung und Validierung der Methodik ein einfaches differentialgleichungsbasiertes Punktmassenmodell eines Pkw-Innenraums [Kon+11] verwendet. In diesem Modell werden einzelne Karosserieteile, die Verglasung, die Einbauten sowie die in der Fahrzeugkabine befindliche Luft als Punktmasse dargestellt. Auf diese Weise kann eine große Anzahl von Simulationen mit einer akzeptablen Rechenzeit durchgeführt werden und die Ergebnisse der beiden Methoden miteinander verglichen werden. Abbildung 7.3 zeigt die beiden im Folgenden näher erläuterten Vorgehensweisen in einem Flussdiagramm.



**Abbildung 7.3:** Ablaufdiagramm der beiden Vorgehensweisen zur Bewertung des Fahrverhaltens bei repräsentativen Umgebungsbedingungen im Tagesverlauf mit jeweiligen Vor- und Nachteilen: Erstens Monte-Carlo-Simulation, zweitens Simulation mit reduziertem repräsentativen Datensatz.

### 7.3.1 Monte-Carlo-Simulation

Die erste Möglichkeit ist die Berechnung der Energie mit Hilfe der so genannten Monte-Carlo-Simulation. Hierunter wird die Durchführung einer Vielzahl von Simulationen verstanden, mit Hilfe derer das Ergebnis (in diesem Fall der Energieverbrauch der Innenraumheizung oder -klimatisierung) angenähert wird [Lem10]. Je größer die Anzahl der Simulationen gewählt wird, umso genauer wird das Ergebnis dem tatsächlich auftretenden Energieverbrauch angenähert; allerdings erhöht sich der Simulationsaufwand hierbei deutlich. Dieses Ergebnis aus der Monte-Carlo-Simulation wird als Referenzwert für die

Bewertung der später verwendeten Clusterverfahren herangezogen. Nach dem Zufallsprinzip werden zunächst mehr als 16000 Kettenfahrten aus den insgesamt 132032 gültigen Kettenfahrten ausgewählt. Um einer durchgeführten Kettenfahrt die richtigen Wetterdaten (Temperatur, Luftfeuchte, Sonneneinstrahlung) zuweisen zu können, werden der Bundesstaat der Fahrzeugzulassung (HHSTATE) und der Monat der Fahrtdurchführung (TDAYDATE) für jede Kettenfahrt erfasst und den entsprechenden Klimadaten zugeordnet. Alle Parameter zur Berechnung des Energieverbrauchs sind nun gegeben, allerdings ist der Simulationsaufwand entsprechend hoch.

### 7.3.2 Simulation mit einem reduzierten repräsentativen Datensatz

Die zweite Möglichkeit beinhaltet eine Reduktion der beiden Datensätze für das Mobilitätsverhalten und die klimatischen Randbedingungen. Zunächst wird auf die Reduktion des Datensatzes für das Mobilitätsverhalten, später auf die Reduktion der klimatischen Randbedingungen eingegangen:

#### Reduktion der Eingangsdaten für das Mobilitätsverhalten

Die Reduktion des Datensatzes für das Mobilitätsverhalten erfolgt mit Hilfe des  $k$ -means-Clusterverfahrens [Mac67]. Dabei handelt es sich um einen einfachen und weit verbreiteten Clustering-Algorithmus. Ziel ist es, eine große Datenmenge  $n$  eines mehrdimensionalen Datensatzes  $x$  in  $k$  Partitionen zu teilen, sodass die Summe der quadrierten Abweichungen von den jeweiligen Clusterschwerpunkten minimal ist. Der ursprüngliche Datensatz kann daher im Anschluss an dieses Datenreduktionsverfahren mit Hilfe der  $k$  Clusterzentren hinreichend genau beschrieben werden. Mathematisch lässt sich dies durch die Optimierung der Gleichung 7.2

$$J = \sum_{j=1}^k \sum_{i=1}^n |x_i^{(j)} - c_j|^2 \quad (7.2)$$

beschreiben. Hierbei ist  $k$  die Anzahl der Clusterzentren,  $x_i^{(j)}$  der zum jeweiligen Clusterschwerpunkt gehörige Datenpunkt und  $c_j$  der jeweilige Clusterschwerpunkt.

In Anlehnung an das Ablaufdiagramm (vgl. Abbildung 7.3) sind für das Clustering der Daten zur Beschreibung des Mobiliätsverhaltens die folgenden Schritte erforderlich:

**NHTS Kettenfahrten:** Ausgangsbasis für die Reduktion der Eingangsgrößen sind wie bei der Monte-Carlo-Simulation die zu Kettenfahrten zusammengefassten Einzelfahrten im Tagesverlauf. Eine Kettenfahrt besteht, wie in Abbildung 7.1 dargestellt, aus einer Aneinanderreihung von Fahr- und Parkzeiten im Tagesverlauf. Jede Kettenfahrt  $i$  besteht hierbei aus  $j$  Einzelfahrten. Die Matrix für die im Folgenden durchgeführte Clusteranalyse enthält die zu verwendenden Kettenfahrten und beschreibt jeweils die Startzeit (STRTTIME,  $t$ ), die Fahrdauer (TRVLCMIN,  $\Delta t$ ) und die Fahrdistanz



(TRPMILES,  $s$ ) aller Einzelfahrten. Somit ist  $t_{1,1}$  die Startzeit,  $\Delta t_{1,1}$  die Fahrdauer und  $s_{1,1}$  die Fahrdistanz der ersten Einzelfahrt während der ersten Kettenfahrt.

$$\mathbf{X} = \begin{pmatrix} t_{1,1} & \Delta t_{1,1} & s_{1,1} & \dots & t_{1,j} & \Delta t_{1,j} & s_{1,j} \\ t_{2,1} & \Delta t_{2,1} & s_{2,1} & \dots & t_{2,j} & \Delta t_{2,j} & s_{2,j} \\ \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots \\ t_{i,1} & \Delta t_{i,1} & s_{i,1} & \dots & t_{i,j} & \Delta t_{i,j} & s_{i,j} \end{pmatrix} \quad (7.3)$$

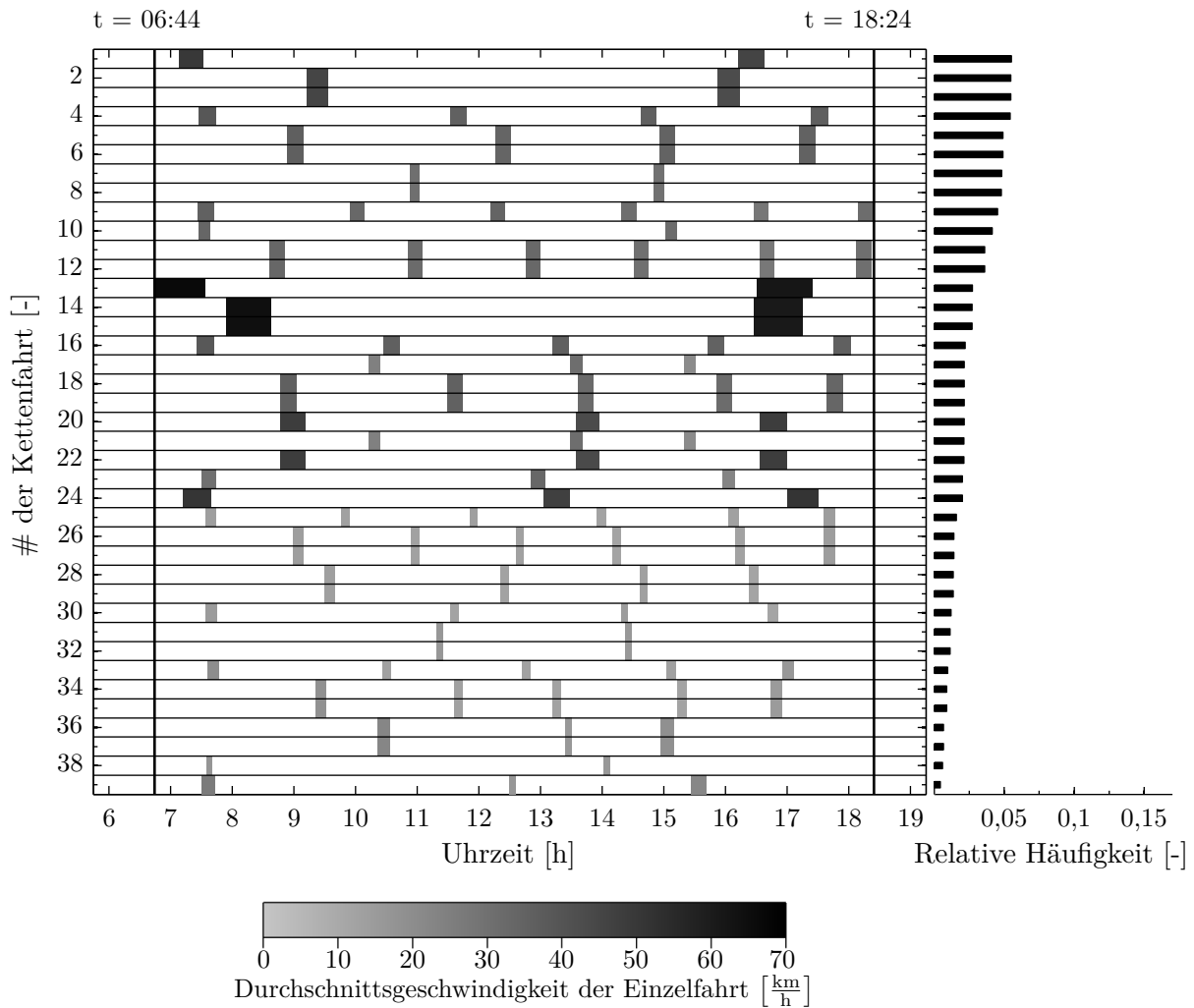
**Aufteilung nach Anzahl der Einzelfahrten pro Kettenfahrt (2...6):** Wie bereits durch die Auswertung des Datensatzes in Abbildung 7.2 gezeigt, bestehen mehr als 85 % aller Kettenfahrten aus 2 bis 6 Einzelfahrten. Für die Anwendung eines Cluster-Algorithmus ist es erforderlich, dass die Matrix  $X$  die gleiche Anzahl an Spalten für jeden Tagesfahrzyklus besitzt. Aus diesem Grund werden alle Kettenfahrten, die aus der gleichen Anzahl von Einzelfahrten  $j$  bestehen, jeweils in einer separaten Matrix  $X_j$  zusammengefasst, die jeweils einzeln geclustert werden kann.

**Bestimmung der Anzahl der erforderlichen Clusterzentren:** Für die Anwendung eines Cluster-Algorithmus ist es nötig, die Anzahl der erforderlichen Cluster schon im Vorfeld festzulegen. Während eine vorherige Abschätzung der Anzahl der benötigten Clusterzentren „per Augenmaß“ nur bis hin zu maximal zwei Dimensionen möglich erscheint, ist eine andere Form der Abschätzung für Probleme mit mehr als zwei Parametern nötig. In dieser Arbeit erfolgt die Bestimmung der notwendigen Clusterzentren a priori gemäß Pham [PD05]. Für den hier verwendeten Datensatz ergeben sich insgesamt 39 Clusterzentren; es werden somit im ersten Schritt 39 verschiedene repräsentative Tagesfahrzyklen ermittelt.

**BoxCox-Transformation der Variablen:** Die Anwendung eines Cluster-Algorithmus eignet sich vor allem für normalverteilte Daten, da bei einer solchen Verteilung sowohl der Mittelwert als auch der Median durch den Schwerpunkt des jeweiligen Clusters ermittelt wird. Da die das Mobilitätsverhalten beschreibenden Variablen in den Matrizen  $X_j$  jedoch verschiedene Größenordnungen besitzen und nicht normalverteilt sind (vgl. Abbildung 7.2), ist der Datensatz vor der Anwendung des Cluster-Algorithmus gemäß BoxCox [BC64] zu transformieren. Somit kann sichergestellt werden, dass ein Clusterzentrum nicht den Mittelwert, sondern den repräsentativen Median beschreibt.

**Anwendung des k-means Cluster-Algorithmus:** Die Reduktion aller transformierten in den jeweiligen Matrizen  $X_j$  beschriebenen Kettenfahrten erfolgt mit Hilfe des k-means-Algorithmus (vgl. Gleichung 7.2) [Mac67]. Das Ergebnis dieses k-means-Clusterings ist in Abbildung 7.4 dargestellt. Zu sehen ist das Mobilitätsverhalten mit den jeweiligen Durchschnittsgeschwindigkeiten im Tagesverlauf. Die relativen Häufigkeiten der 39 einzelnen Kettenfahrten werden aus der Clusteranalyse übernommen und spiegeln die Bedeutung der jeweils ermittelten Clusterzentren wider.

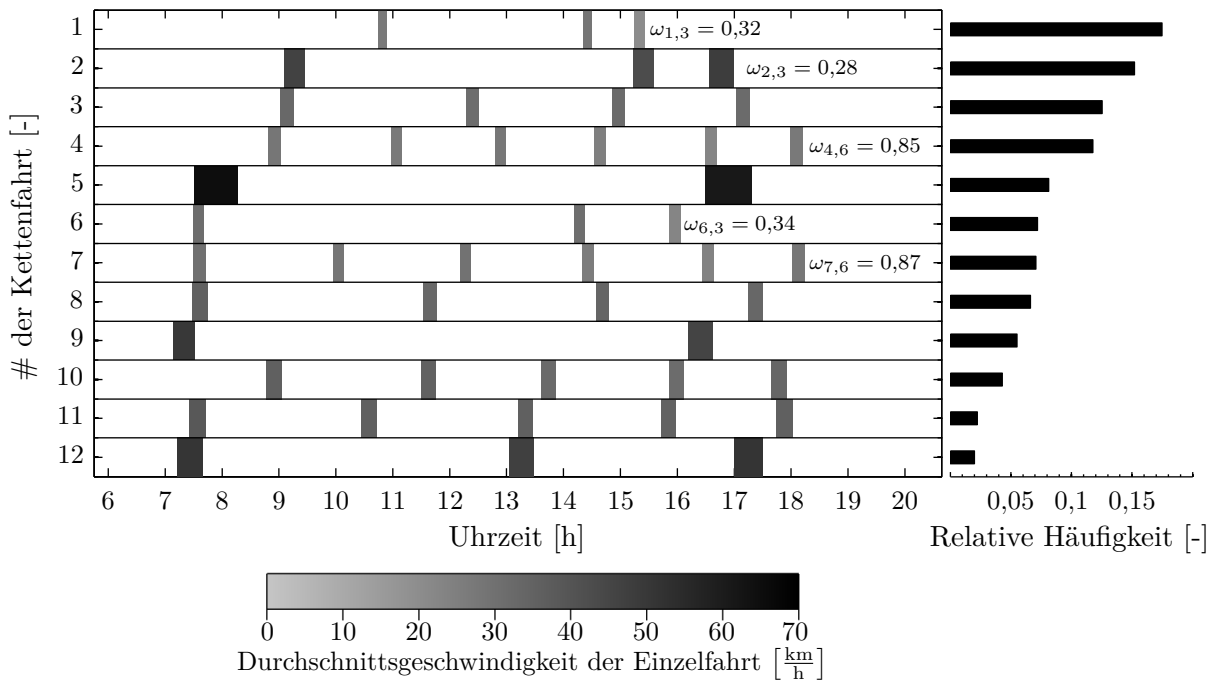
**Zusammenfügen ähnlicher Kettenfahrten:** Um die Anzahl der Tagesfahrzyklen noch weiter zu reduzieren, werden ähnliche Kettenfahrten (beispielsweise Kettenfahrt 14 und 15 in Abbildung 7.4) mit Hilfe einer Minimierung der paarweisen euklidischen



**Abbildung 7.4:** Ergebnis der Anwendung des k-means-Cluster-Algorithmus für den NHTS-Datensatz: Darstellung von 39 Kettenfahrten zur Beschreibung des Mobilitätsverhaltens im Tagesverlauf mit Angabe der Durchschnittsgeschwindigkeit  $\bar{v}$  und der relativen Häufigkeit für jede einzelne Kettenfahrt.

Distanzen zusammengefasst und auch die relativen Häufigkeiten entsprechend kombiniert. Die Anzahl der benötigten zusammengefassten Kettenfahrten richtet sich nach der gewünschten Genauigkeit und dem akzeptierten Simulations- oder Versuchsaufwand. Bezugsgröße könnte hier beispielsweise der sich ergebende Fehler bei der Berechnung des Innenraumenergiebedarfs sein. Der sich jeweils ergebende Fehler ist im Anhang E dargestellt. Es zeigt sich, dass eine Reduktion der Anzahl der  $n = 39$  Kettenfahrten den auftretenden Fehler zunächst lediglich leicht erhöht und erst nach einer Reduktion auf  $n = 12$  Kettenfahrten stark ansteigt. Die Anzahl von zwölf repräsentativen Tagesfahrzyklen erweist sich daher als sinnvoller Kompromiss zwischen einer hinreichend guten Annäherung an das Ergebnis der Monte-Carlo-Simulation und einer Reduktion des Rechenaufwands. Für eine ausführliche Fehleranalyse sei hier an Menken et al. [Men+15a] verwiesen. Das Ergebnis für das Mobilitätsverhalten mit zwölf repräsentativen Kettenfahrten ist in Abbildung 7.5 dargestellt. Vereinzelt ist die letzte Fahrt einer Kettenfahrt mit einem Faktor  $\omega$

versehen. Dieser Gewichtungsfaktor entsteht beim automatisierten Zusammenfügen ähnlicher Kettenfahrten, die aus einer unterschiedlichen Anzahl von Einzelfahrten bestehen. So wurde beispielsweise die sechste Kettenfahrt aus verschiedenen Kettenfahrten mit zwei und drei Einzelfahrten zusammengefügt. Der Faktor  $\omega_{6,3}$  zeigt hierbei, dass die dritte Einzelfahrt der sechsten Kettenfahrt innerhalb dieses Tagesfahrzyklus entsprechend geringer zu gewichten ist. Tabelle 7.2 zeigt die Streuung einzelner Größen (Startzeit, gefahrene Distanz, Fahrdauer und durchschnittliche Geschwindigkeit) jeweils für das Ergebnis der Clusteranalyse ( $n = 39$ ) und den reduzierten Datensatz ( $n = 12$ ).



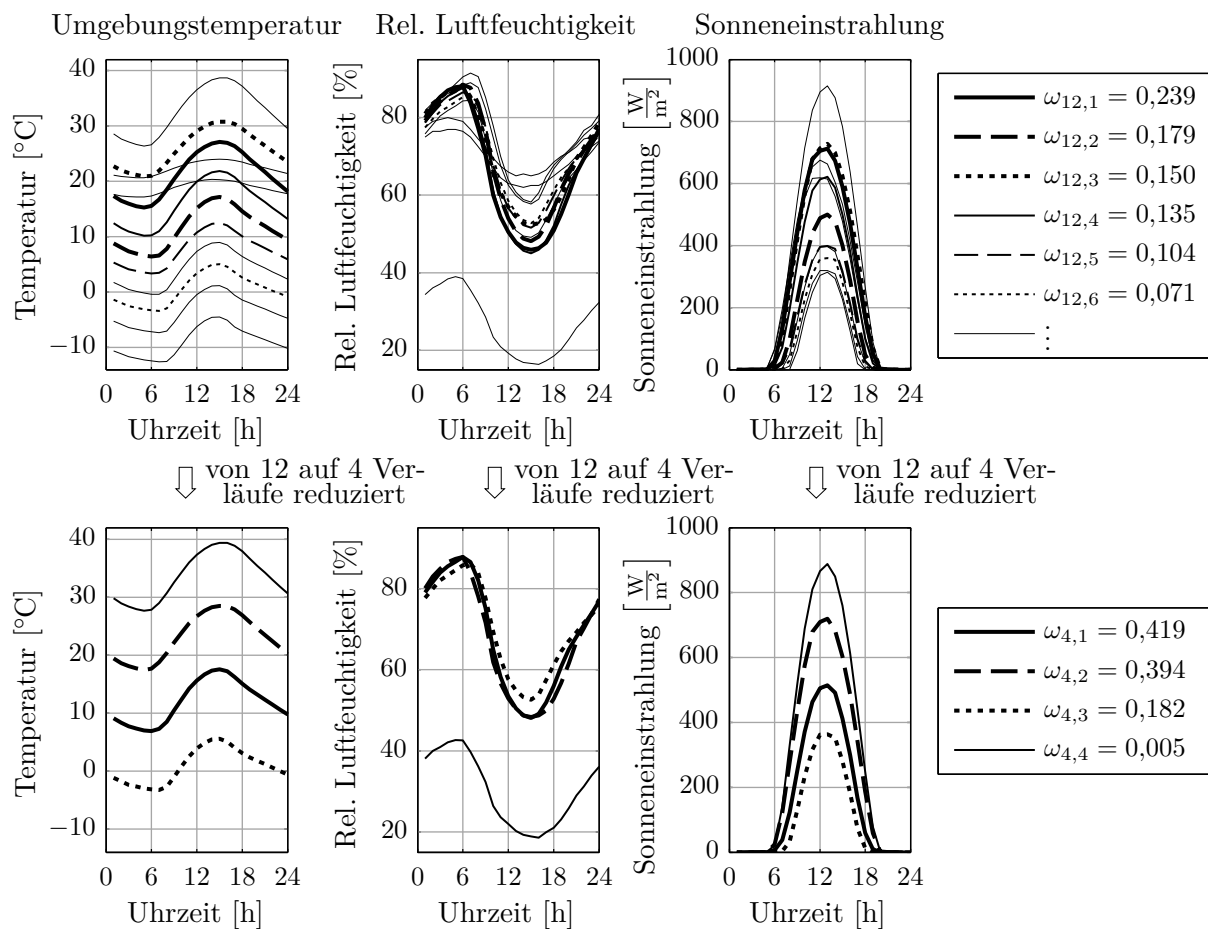
**Abbildung 7.5:** Repräsentative Beschreibung des Mobilitätsverhaltens in den USA nach dem Zusammenfassen von ähnlichen Tagesfahrzyklen. Der Gewichtungsfaktor  $\omega$  ergibt sich durch das automatisierte Zusammenfügen von Kettenfahrten mit einer unterschiedlichen Anzahl von Einzelfahrten.

**Tabelle 7.2:** Streuung der Startzeit, der gefahrenen Distanz, der Fahrdauer und der durchschnittlichen Geschwindigkeit, jeweils für das Ergebnis der Clusteranalyse mit  $n = 39$  Kettenfahrten und den reduzierten Datensatz mit  $n = 12$  Kettenfahrten.

	min	max		min	max	
$n = 39$	06:44	18:00	Startzeit $t$ [hh : mm]	07:08	17:48	$n = 12$
	1,61	55,34	Distanz $s$ [km]	3,85	50,65	
	5:21	53:11	Dauer $\Delta t$ [mm : ss]	9:17	49:10	
	11,84	66,98	Durchschnittsgeschw. $\bar{v}$ [ $\frac{\text{km}}{\text{h}}$ ]	20,51	65,51	

## Reduktion der klimatischen Randbedingungen

Dem mit Hilfe von zwölf repräsentativen Tagesfahrzyklen beschriebenen Mobilitätsverhalten sind entsprechende Verläufe für die Umgebungsbedingungen zuzuordnen. Anders als bei der Monte-Carlo-Simulation ist die Angabe des Bundesstaates, in welchem die Kettenfahrt stattfindet, nicht mehr verfügbar. Theoretisch müssten nun die 12 repräsentativen Tagesfahrzyklen mit allen verfügbaren Datensätzen der klimatischen Randbedingungen verknüpft werden. Dies wären in den USA für alle 50 Bundesstaaten und jeweils für zwölf Monate insgesamt 600 Datensätze mit klimatischen Randbedingungen. Dies würde jedoch einen großen Simulationsaufwand bedeuten. Aus diesem Grund werden die 600 gegebenen



**Abbildung 7.6:** Ergebnis der Reduktion der Klimadaten auf 12 bzw. 4 Datensätze zur Beschreibung der Umgebungstemperatur, der Luftfeuchte und der Sonneneinstrahlung im Tagesverlauf.

Verläufe für die Umgebungstemperatur dahingehend zusammengefasst, dass nacheinander jeweils die zwei am nächsten nebeneinanderliegenden Kurven miteinander kombiniert werden und die Anzahl der Temperaturverläufe somit entsprechend reduziert wird. Die jeweils zugehörigen Verläufe für die Luftfeuchtigkeit und die Sonneneinstrahlung (vor Beginn des Zusammenfassens auch jeweils 600 Verläufe) werden ebenfalls zusammengefasst. Jede Kurve für den Verlauf der Umgebungsbedingungen ist zudem mit einem Gewichtungsfaktor für den Anteil der Bevölkerung des jeweiligen Bundesstaates an der Gesamtbevölkerung

in den USA versehen [US 13]. Je nach gewünschter Genauigkeit des Ergebnisses kann auf einen entsprechend reduzierten Datensatz zurückgegriffen werden. In Anlehnung an Menken et al. [Men+15a] und Anhang E werden in Abbildung 7.6 insgesamt 12 bzw. 4 Verläufe für die Umgebungsbedingungen dargestellt. Mit den entsprechenden Faktoren  $\omega_{12}$  bzw.  $\omega_4$  für die relative Häufigkeit können die Verläufe als repräsentativ für die USA angenommen werden.

## 7.4 Vergleich des Jahresenergieverbrauchs einer konventionellen R-134a-Klimaanlage mit einem R-134a-Sekundärkreislaufsystem

Für die Bewertung des Jahresenergieverbrauchs werden mit der in diesem Kapitel entwickelten Methodik zwei unterschiedliche Systeme miteinander verglichen: Eine konventionelle, direkte R-134a-Klimaanlage und ein Sekundärkreislaufsystem mit dem Kältemittel R-134a. Abbildung 7.7 stellt das Vorgehen graphisch dar.

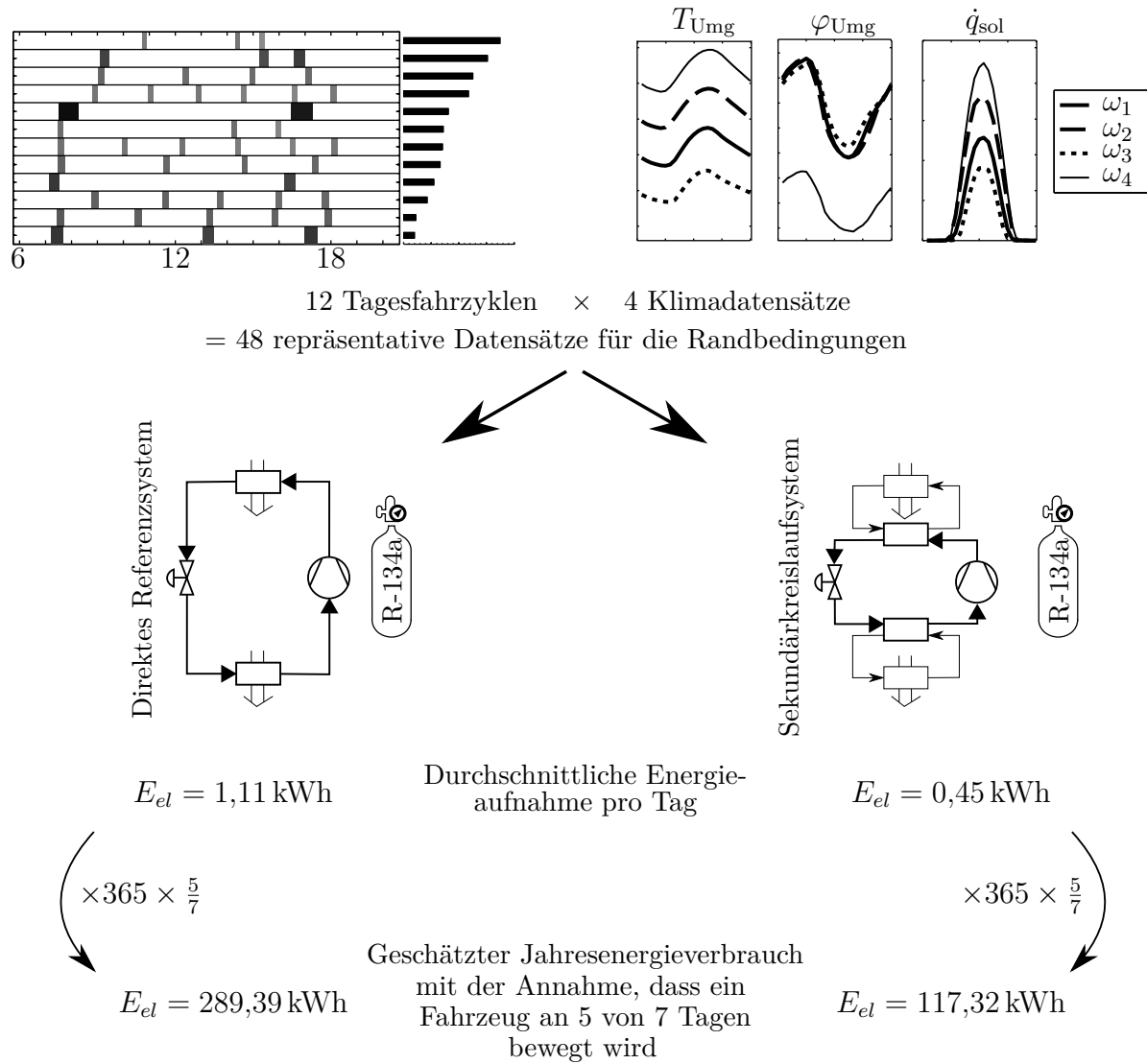
Insgesamt ergeben sich aus der Kombination der 12 repräsentativen Tagesfahrzyklen mit den 4 repräsentativen Klimadatensätzen 48 verschiedene Datensätze, die als Randbedingungen für den Vergleich der beiden Systeme herangezogen werden. Die Vorgaben für den jeweiligen Leistungsverlauf am Heizungswärmeübertrager und Verdampfer bzw. Kühlungswärmeübertrager sind an Weustenfeld [Weu17] angelehnt. Diese Vorgaben berücksichtigen zudem, dass die Verschattungsrate (d. h. der Anteil der ohne Sonneneinstrahlung stattfindenden Fahrten) 51 % beträgt [Eur15]. Die Abwärmen der E-Maschine und der Leistungselektronik werden mit Hilfe der durchschnittlichen Abwärmen aus den drei Artemis-Profilen (Stadt, Überland und Autobahn) in Abhängigkeit der Durchschnittsgeschwindigkeit  $\bar{v}$  wie in den Gleichungen 7.4 und 7.5 berechnet [Weu17].

$$\dot{Q}_{\text{Verl,LE}} = 441,1[\text{W}] + 11,94[\text{W}] \cdot e^{0,0357\left[\frac{\text{h}}{\text{km}}\right] \cdot \bar{v} - 1,738} \quad (7.4)$$

$$\dot{Q}_{\text{Verl,EM}} = 578,7[\text{W}] + 0,08781 \left[ \frac{\text{W h}^2}{\text{km}^2} \right] \cdot \bar{v} \cdot \left( \bar{v} + 106,6 \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right] \right) \quad (7.5)$$

Die beiden verschiedenen Systemkonfigurationen werden jeweils wie in Abschnitt 6.3 erläutert betrieben. Dies bedeutet, dass bei dem direkten System bei niedrigen Umgebungstemperaturen elektrisch geheizt werden muss. Bei dem indirekten System kann der Kältemittelkreislauf jedoch in einem Wärmepumpenmodus betrieben werden und so den Innenraum mit den Abwärmen der elektrischen Antriebskomponenten als Quelle energieeffizient heizen.

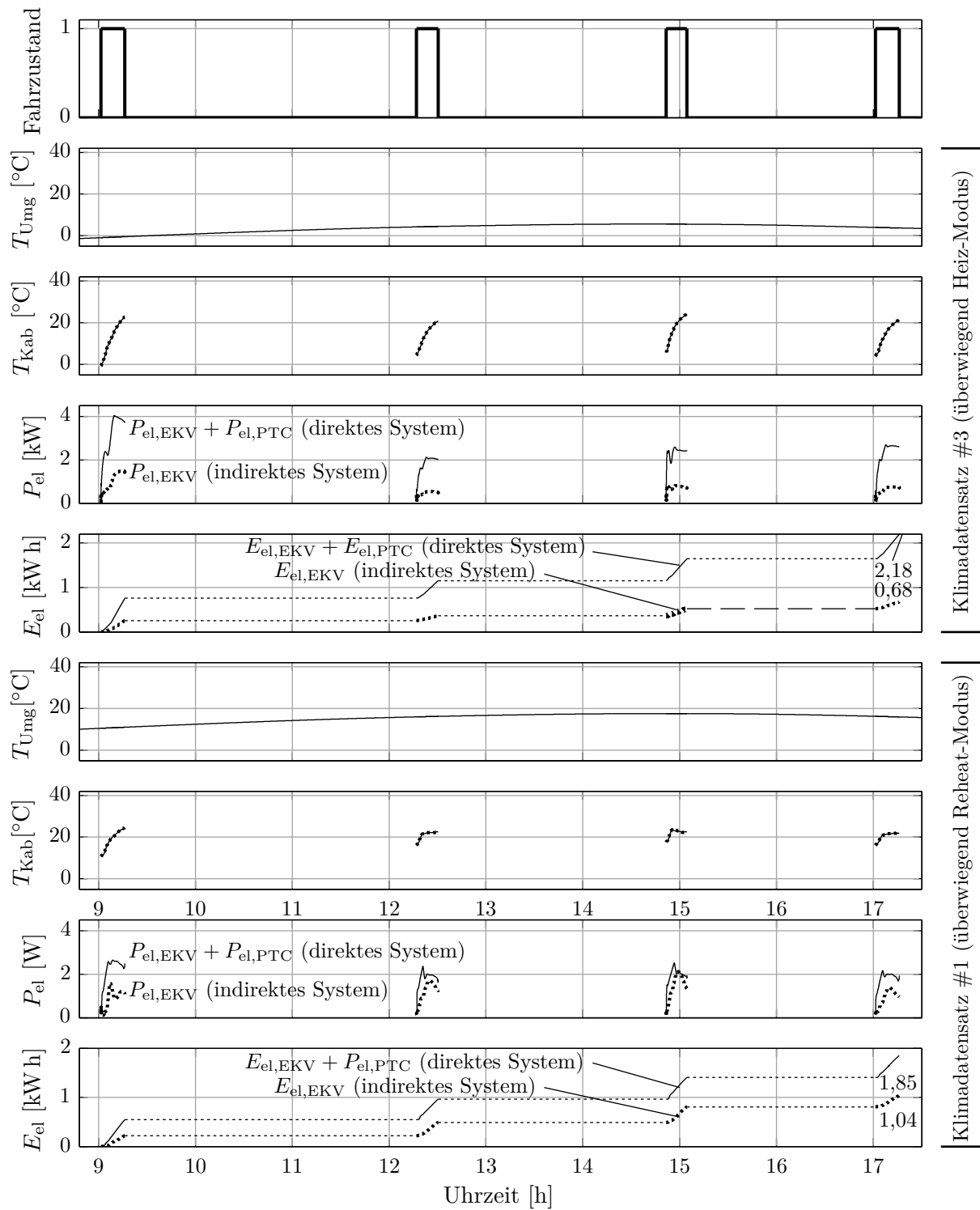
Zunächst wird die durchschnittliche Energieaufnahme der beiden Thermomanagementsysteme pro Tag berechnet und in Abbildung 7.7 dargestellt. Während das konventionelle R-134a-Referenzsystem eine durchschnittliche Energieaufnahme von 1,11 kW h pro Tag hat, wird bei dem R-134a-Sekundärkreislaufsystem durchschnittlich eine Energie von 0,45 kW h pro Tag für den Betrieb aufgewendet. Unter der Annahme, dass ein Pkw an 5 von 7 Tagen bewegt wird, kann der Jahresenergieverbrauch des konventionellen R-134a-



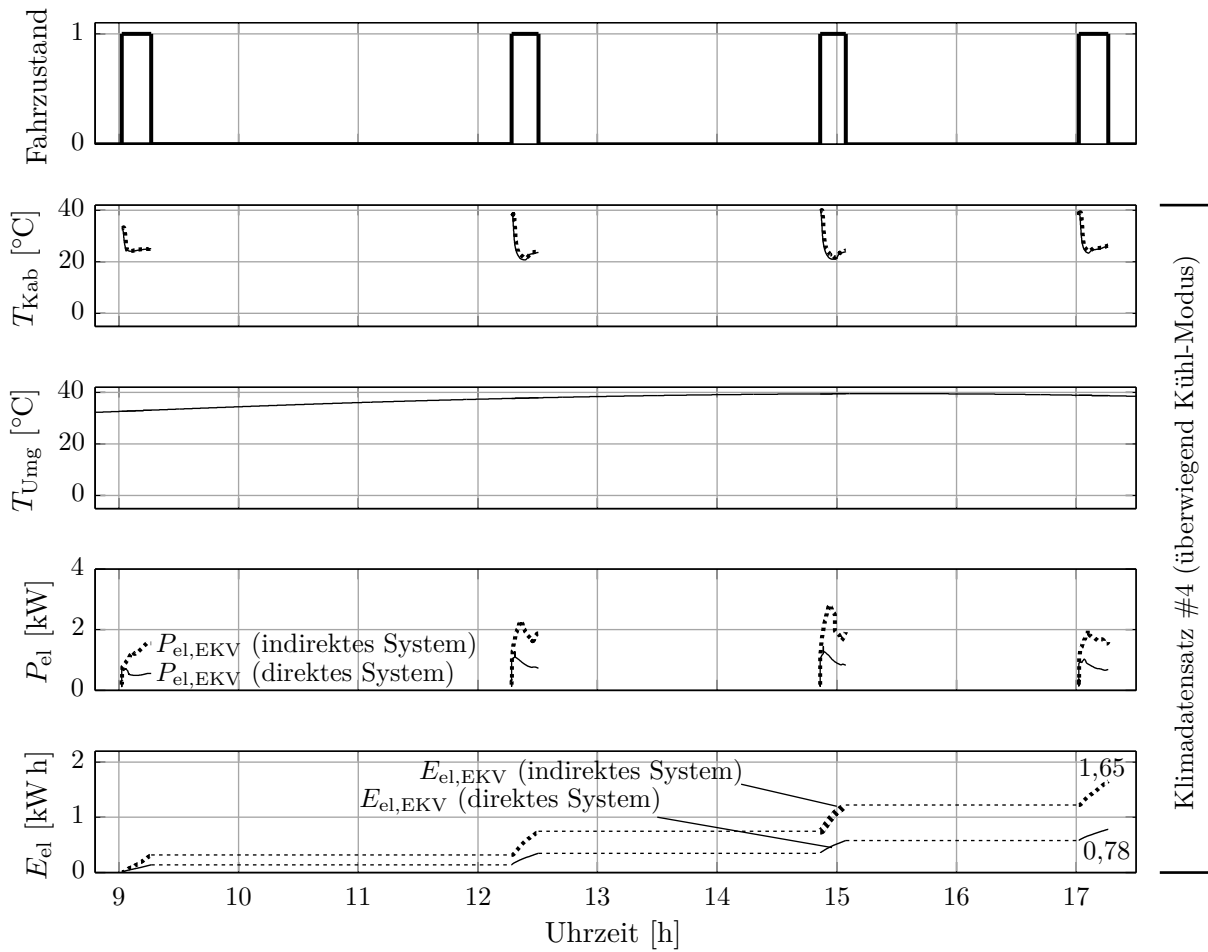
**Abbildung 7.7:** Darstellung der Anwendung der neu entwickelten Bewertungsmethodik zur Abschätzung des Jahresenergieverbrauchs des direkten Referenzsystems (konventionelle R-134a-Klimaanlage mit elektrischem Zuheizung) und eines R-134a-Sekundärkreislaufsystems.

Referenzsystems mit  $E_{el} = 289,39 \text{ kWh}$  und der des R-134a-Sekundärkreislaufsystems mit  $E_{el} = 117,32 \text{ kWh}$  abgeschätzt werden.

Abbildung 7.8 und Abbildung 7.9 stellen beispielhaft ausgewählte Betriebsgrößen bei dem Vergleich der konventionellen Klimaanlage mit einem Sekundärkreislaufsystem dar (Fahrzustand, Umgebungstemperatur  $T_{Umg}$ , die sich ergebende Temperatur im Fahrzeuginnenraum  $T_{Kab}$ , elektrische Leistungsaufnahme  $P_{el}$  sowie die elektrische Energieaufnahme  $E_{el}$ ). Die Vorgaben der jeweiligen Referenzleistungen sind an Weustenfeld [Weu17] angelehnt. Als Tagesfahrzyklus wird die Kettenfahrt # 3 aus Abbildung 7.5 mit den insgesamt auf 4 Klimadatenätze reduzierten Randbedingungen #3 (überwiegend Heiz-Modus), #1 (überwiegend Reheat-Modus) und #4 (überwiegend Kühl-Modus) aus Abbildung 7.6 ausgewählt.



**Abbildung 7.8:** Beispielhafte Darstellung ausgewählter Betriebsgrößen einer konventionellen Klimaanlage und eines Sekundärkreislaufsystems im Tagesverlauf: Umgebungstemperatur ( $T_{Umg}$ ), Innenraumtemperatur der Fahrzeugkabine ( $T_{Kab}$ ), elektrische Leistungsaufnahme ( $P_{el}$ ) und aufgenommene elektrische Energie ( $E_{el}$ ). Ausgewählter Tagesfahrzyklus #3 (vgl. Abbildung 7.5) mit Klimadatenatz # 3 (überwiegend Heiz-Modus) und Klimadatenatz # 1 (überwiegend Reheat-Modus) aus Abbildung 7.6.



**Abbildung 7.9:** Beispielhafte Darstellung ausgewählter Betriebsgrößen einer konventionellen Klimaanlage und eines Sekundärkreislaufsystems im Tagesverlauf: Umgebungstemperatur ( $T_{\text{Umg}}$ ), Innenraumtemperatur der Fahrzeugkabine ( $T_{\text{Kab}}$ ), elektrische Leistungsaufnahme ( $P_{\text{el}}$ ) und aufgenommene elektrische Energie ( $E_{\text{el}}$ ). Ausgewählter Tagesfahrzyklus #3 (vgl. Abbildung 7.5) mit Klimadatenatz # 4 (überwiegend Kühl-Modus) aus Abbildung 7.6.

Bei der Betrachtung der Leistungsaufnahme für den Klimadatenatz #3 (überwiegend Heiz-Betrieb) in Abbildung 7.8 fällt auf, dass die bereitgestellte Heizleistung vor allem bei niedrigen Umgebungstemperaturen (d. h. in den frühen Morgen- bzw. späten Nachmittagsstunden) am größten ist. Des Weiteren ist die erhöhte Leistungsaufnahme des direkten Systems mit einem elektrischen Zuheizung im Vergleich zum indirekten System mit Betrieb im Wärmepumpenmodus zu erkennen. Im Rahmen des für diesen Betriebsfall ausgewählten Tagesfahrzyklus benötigt das direkte Referenzsystem eine Energie von  $E_{\text{el}} = 2,18 \text{ kWh}$ , das indirekte Sekundärkreislaufsystem hingegen eine Energie von  $E_{\text{el}} = 0,68 \text{ kWh}$ . Ähnlich verhält es sich im Reheat-Betrieb (Klimadatenatz #1).

Im Unterschied dazu zeigt Abbildung 7.9, dass das indirekte Sekundärkreislaufsystem einen energetischen Nachteil bei hohen Umgebungstemperaturen (Klimadatenatz #4) besitzt. Vor allem für die Fahrten am Mittag und Nachmittag nimmt der Verdichter beim indirekten Sekundärkreislaufsystem eine hohe elektrische Leistung auf, was sich entsprechend auch in der Energieaufnahme im Tagesverlauf niederschlägt.



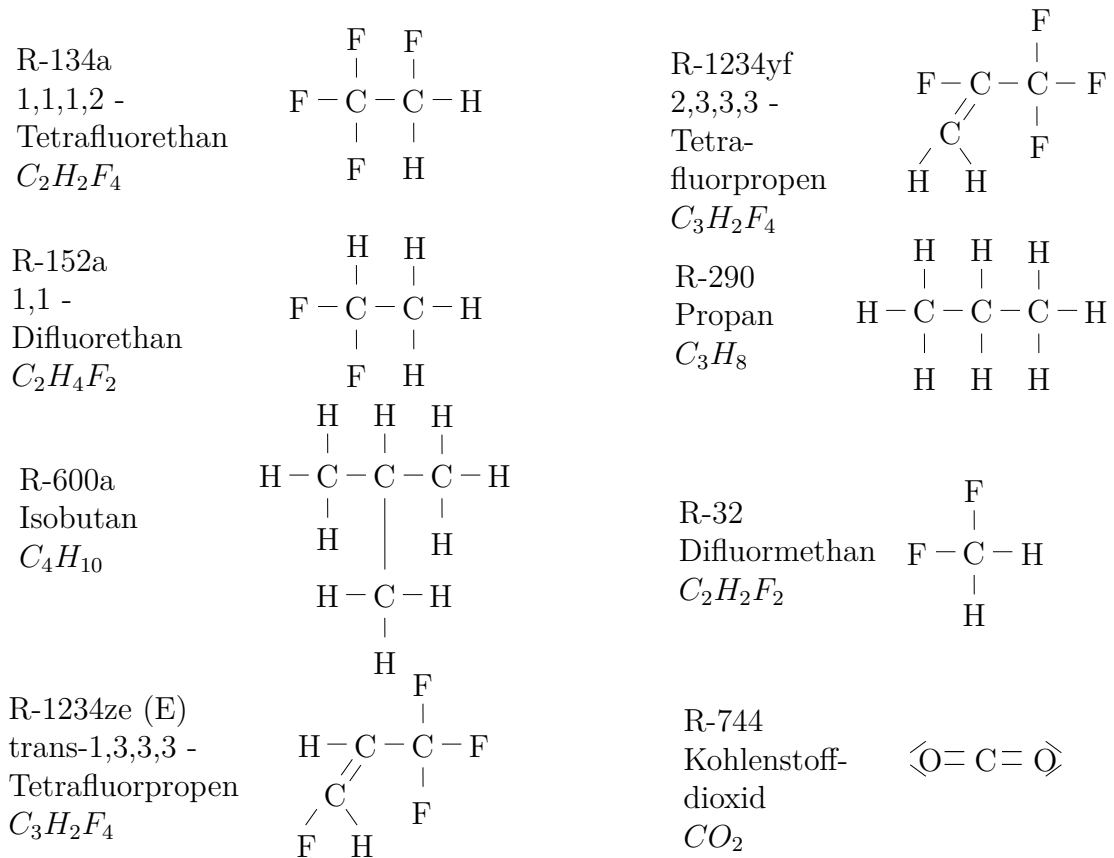
## 8 Vergleich verschiedener Kältemittel für Kompaktkältemittelkreisläufe

### 8.1 Medienauswahl

Während die Grundlagen und Einsatzbereiche für verschiedene alternative Kältemittel bereits in Abschnitt 2.2.3 beschrieben wurden, erfolgt in diesem Kapitel eine Kältemittelbetrachtung auf Basis der thermophysikalischen Eigenschaften. Als Referenz dient hierfür das Arbeitsmedium R-134a, das jedoch nach den in Europa geltenden gesetzlichen Bestimmungen [Eur06] wegen des hohen Treibhauspotentials ab 2017 nicht mehr in Neuwagen eingesetzt werden darf. Als mögliche Alternativen hierzu werden daher, wie in der EU-Richtlinie gefordert, nur Kältemittel mit einem GWP von unter 150 betrachtet. Aufgrund der hermetischen Kapselung des kompakten Kältemittelkreislaufs wird zudem der Einsatz von brennbaren Kohlenwasserstoffen nicht ausgeschlossen und somit untersucht.

Eine umfangreiche theoretische Suche nach Kältemitteln mit einem niedrigen GWP auf Basis der geforderten Stoffeigenschaften wird von McLinden et al. [McL+14] durchgeführt. Aus einem Pool von insgesamt 56000 Molekülen werden 1200 Fluide als mögliche Kandidaten identifiziert und das Treibhauspotential, die Entflammbarkeit, die Stabilität und die Toxizität untersucht. Im nächsten Schritt werden dort nur Fluide betrachtet, deren kritische Temperatur zwischen 300 und 400 K (26,85-126,85 °C) liegt. Auf diese Weise müssten konventionelle automobile Kältemittelkreisläufe nur in geringem Maße modifiziert werden. Die Anzahl der in Frage kommenden Kältemittel reduziert sich somit auf 62. Zu den aussichtsreichsten Alternativen zu R-134a zählen demnach sowohl R-1234yf, R-32 (Difluormethan,  $CH_2F_2$ ), R-125 (Pentafluorethan,  $C_2HF_5$ ), R-143a (Trifluorethan,  $C_2H_3F_3$ ), R-717 (Ammoniak,  $NH_3$ ) und R-744 als auch die Kohlenwasserstoffe Propan (R-290) und Isobutan (R-600a) sowie deren Mischungen. Basierend auf dieser Vorauswahl sowie ausgehend von aktuellen wissenschaftlichen Diskussionen werden in diesem Kapitel die folgenden Kältemittel auf ihren Einsatz in Sekundärkreislaufsystemen mit einem primären Kältemittelkreislauf untersucht: R-134a, R-1234yf, R-152a, R-290 sowie die Kältemittelmischungen R-436B, R-444A und R-445A. Zusätzlich wird ein System mit dem Kältemittel R-744 ( $CO_2$ ) modelliert und simulativ bewertet. Aufgrund der Betriebsführung oberhalb des kritischen Punkts sind hierfür Anpassungen der Komponenten und der Regelung des Kältemittelkreislaufs vorzunehmen. Diese Modifikationen werden in Abschnitt 8.2 beschrieben. Abbildung 8.1 zeigt den molekularen Aufbau aller in den Untersuchungen verwendeten Kältemittelreinstoffe sowie die Bestandteile der Kältemittelmischungen.

Tabelle 8.1 fasst die wesentlichen Stoffeigenschaften der Reinstoffe und Gemische der untersuchten Kältemittel zusammen. Ebenso sind dort die Zusammensetzungen der Kältemittelgemische R-444A, R-445A und R-436B beschrieben. Als Reinstoff oder als Gemisch



**Abbildung 8.1:** Übersicht der untersuchten Kältemittelreinstoffe und Bestandteile der Kältemittelmischungen: ASHRAE-Bezeichnung, chemischer Name, Summen- und Strukturformel [Ins15, Low13, Pal15].

besitzen alle Kältemittelalternativen zu R-134a ein GWP von unter 150 und ein ODP von 0. Unterschiede lassen sich nach der ASHRAE-Klassifizierung bei der Brennbarkeit und Toxizität feststellen. Die Bedeutung dieser Klassifizierung ist Abbildung 8.2 zu entnehmen.

**Tabelle 8.1:** Vergleich der thermophysikalischen Eigenschaften ausgewählter Kältemittel [Ins15, Nat11, Goo+98, For+07, Low13, ASH13].

	R-134a	R-1234yf	R-152a	R-290	R-436B	R-444A	R-445A	R-744***
Treibhauspotential GWP	1430	4	140	3	3	92	130	1
Ozonabbaupotential ODP	0	0	0	0	0	0	0	0
ASHRAE-Klassifizierung	A1	A2L	A2	A3	A3	A2L	A2L	A1
Molmasse	102	114	66	44,1	49,9	96,7	103,1	44
Kritischer Druck $p_{\text{krit}}$	40,7	32,7	45,2	42,5	42,5	42,8	39,7	73,8
Kritische Temperatur $T_{\text{krit}}$	101,1	94,8	113,3	96,7	117,4	103,2	98,0	31,1
Siedetemperatur bei 1 bar*	-26,4	-29,7	-24,0	-42,4	-33,6 bis -25,3	-34,3 bis -23,3	-48,3 bis -21,5	(-)
Siededruck bei 0 °C*	2,92	3,15	2,64	4,74	2,61 bis 3,36	2,80 bis 4,05	2,58 bis 4,95	34,85
Verdampfungsenthalpie**	198,6	163,3	307,1	374,9	386,1	207,7	221,7	230,9
Spezifisches Volumen**	0,069	0,056	0,120	0,096	0,162	0,055	0,077	0,010
Volumetrische Kälteleistung**	2878	2881	2567	3880	2382	3764	2867	22545

R-436B: Gemisch aus (in Massenanteilen) 52% R-290 und 48% R-600a

R-444A: Gemisch aus (in Massenanteilen) 12% R-32, 5% R-152a und 83% R-1234ze(E)

R-445A: Gemisch aus (in Massenanteilen) 6% R-744, 9% R-134a und 85% R-1234ze(E)

\*: Bei einer angenommenen kältemittelseitigen Verdampfungstemperatur von  $T_{\text{KM,VD}} = 0 \text{ °C}$ . Kältemittelmischungen

besitzen in der Regel einen Temperaturglide, d. h. Temperatur und Druck im Zweiphasengebiet sind voneinander unabhängig.

Aus diesem Grund wird ein entsprechender Wertebereich angegeben.

\*\*: Dieser Wert bezieht sich auf den Zustand des gesättigten Kältemitteldampfes ( $x_{\text{KM}} = 1$ ) bei einer Temperatur von  $T_{\text{KM}} = 0 \text{ °C}$ .\*\*\*: Da das Kältemittel R-744 ( $\text{CO}_2$ ) aufgrund der Besonderheiten bei der Prozessführung nicht als Drop-In-Kältemittel in

R-134a-Systemen verwendet werden kann, erfolgt die Anpassung eines R-744-Systems in Abschnitt 8.2.

Steigende Brennbarkeit ↑	Sicherheitsklasse		
	Größere Brennbarkeit	A3 R-290, R-436B	B3 (R-1140)
	Geringere Brennbarkeit	A2 R-152a	B2 (R-717, R-723)
		A2L* R-1234yf, R-444A, R-445A	B2L* (-)
	Keine Flammenausbreitung	A1 R-134a, R-744	B1 (R-764)
	Geringere Giftigkeit	Größere Giftigkeit	
	Steigende Giftigkeit →		

\*: Die Sicherheitsklassen A2L und B2L enthalten Kältemittel mit einer geringen Brennbarkeit (Flammenausbreitungsgeschwindigkeit von weniger als  $10 \frac{\text{cm}}{\text{s}}$ )

**Abbildung 8.2:** Übersicht der Sicherheitsklassifizierungen nach ASHRAE Standard 34-2013 [ASH13]. Kältemittel in Klammern dienen als Beispiel für die jeweilige Sicherheitsklasse und werden in dieser Arbeit nicht weiter untersucht.

Abgesehen vom Kältemittel R-744 wird im Folgenden die theoretische Eignung der aufgeführten Kältemittel als Drop-In für bestehende R-134a-Kältemittelkreiskomponenten betrachtet. Für eine vergleichbare unterkritische Prozessführung sollten sowohl der kritische Druck  $p_{\text{krit}}$  als auch die kritische Temperatur  $T_{\text{krit}}$  vergleichbar mit denen von R-134a sein. Eine hohe Verdampfungsenthalpie  $\Delta h_v$  erlaubt den Betrieb des Kältemittelkreislaufs mit einem niedrigen Kältemittelmassenstrom. Dadurch wird die aufgenommene Leistung des Verdichters reduziert. Außerdem sollte die volumetrische Kälteleistung (und damit auch die Saugdichte) am Verdichtereintritt möglichst hoch sein, um Bauraum einzusparen und den Druckverlust beim Durchströmen der Kältemittelleitungen möglichst gering zu halten.

Mit Ausnahme von R-744 haben alle in Tabelle 8.1 aufgeführten Kältemittel diese Eigenschaften. Die Auswertung und der simulative Kältemittelvergleich wird in Abschnitt 8.3 beschrieben. Damit auch das natürliche Kältemittel R-744 in die Bewertungen mit einbezogen werden kann, befasst sich der folgende Abschnitt 8.2 zunächst mit den Besonderheiten beim Einsatz dieses Kältemittels und der überkritischen Prozessführung eines Primärkreislaufs mit R-744, ehe die Auswertung der verschiedenen Kältemittel in Abschnitt 8.3 erfolgt.

## 8.2 Systemanpassungen für R-744 als Kältemittel

### 8.2.1 Anpassungen der Komponenten des Kältemittelkreislaufs

Für den Betrieb des beschriebenen Kompaktkältemittelkreislaufs mit dem Kältemittel R-744 sind sämtliche Bauteile aufgrund der Stoffeigenschaften und der Prozessführung anzupassen. Um auch bei hohen Umgebungstemperaturen eine ausreichende Kühlleistung bereitstellen zu können, ist zudem ein interner Wärmeübertrager in den Kreislauf zu integrieren [LPB93] und die Regelung des kältemittelseitigen Hochdrucks neu zu implementieren [LZJ00, SBG04]. Da es derzeit keine Serienbauteile für ein vollständiges indirektes System mit dem Kältemittel R-744 gibt, müssen entsprechende Annahmen bei der Entwicklung und Dimensionierung der Komponenten getroffen werden. Lediglich der Kältemittelsammler und das Expansionsventil werden aus dem R-134a-Simulationsmodell übernommen.

#### Verdichter

Ebenso wie beim indirekten R-134a-Kältemittelkreislauf ist der Verdichter ein entscheidendes Bauteil bei der Bewertung der Systemeffizienz. Deshalb wird auch für R-744 ein Modell eines elektrischen Scrollverdichters verwendet, welches gezielt die Verlustmechanismen beschreibt [Sch+13]. Die Parameter basieren auf denen eines elektrischen R-134a-Scrollverdichters und werden der maximal geforderten Kühlleistung ( $\dot{Q}_{\text{kühl}} = 7000 \text{ W}$ ) angepasst [Men+16]. Tabelle 8.2 enthält die wesentlichen geänderten Parameter im Vergleich zum R-134a-Verdichter. Aufgrund der unterschiedlichen volumetrischen Kälteleistung des Arbeitsmediums im Vergleich zu R-134a muss vor allem das Schluckvolumen angepasst werden. Aus diesem Grund wird zunächst ein ähnliches Verhältnis wie das der Hubvolumina bei R-134a- und R-744-Schwenkscheibenverdichtern (ca. 7,5:1 [McE+98]) angenommen. Ausgehend von einem elektrischen R-134a-Scrollverdichter mit einem Schluckvolumen von  $34 \text{ cm}^3$  würde sich für die R-744-Komponente ein Schluckvolumen von  $4,5 \text{ cm}^3$  ergeben. Dieser Wert reicht im Simulationsmodell jedoch nicht aus, um die geforderten Leistungen in einem Hochlastpunkt zu erfüllen. Daher wird der Wert für das Schluckvolumen auf  $V_{\text{Schluck,EKV,R-744}} = 7,5 \text{ cm}^3$  erhöht. Die Leckagefläche für den R-744-Verdichter wird um den Faktor 3 verkleinert; die elektrische Effizienz wird mit dem selben Wert wie beim R-134a-Verdichter angenommen.

**Tabelle 8.2:** Ausgewählte Parameter für das R-134a- und R-744-Verdichtermodell.

	R-134a	R-744
Schluckvolumen [ $\text{cm}^3$ ]	34	7,5
Effektive Leckagefläche [ $\text{mm}^2$ ]	0,028	0,0093
Elektrische Effizienz [-]	0,764	0,764

## Plattenwärmeübertrager

Für die R-744-Plattenwärmeübertrager müssen die Abmessungen, die Druckverluste und die Wärmeübergangskoeffizienten hergeleitet werden. Um eine Vergleichbarkeit mit den R-134a-Wärmeübertragern zu gewährleisten, können die an der R-134a-Versuchsanlage validierten Druckverlust- und Wärmeübergangsbeziehungen aufgrund der unterschiedlichen Prozessführung sowie der nicht vergleichbaren Kältemittelmassenströme und Geometrien im Inneren der Wärmeübertrager für ein R-744-System nicht angewendet werden. Aus diesem Grund werden in den Plattenwärmeübertragern konstante Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverluste angenommen. In einer Untersuchung von Sarkar et al. [SBR06] wird das Verhältnis der Wärmeübertragungsflächen in Gaskühler und Verdampfer betrachtet. Für den Kaltdampf- und Wärmepumpenprozess wird hier ein Verhältnis von 1,6 bis 1,9 als optimal betrachtet. Im Gegensatz dazu wird aufgrund der vorangegangenen Untersuchungen in Abschnitt 5.2 dieser Arbeit der indirekte Verdampfer entsprechend vergrößert. Die effektiven Wärmeübertragungsflächen der in den folgenden Untersuchungen verwendeten Plattenwärmeübertrager sind in Tabelle 8.3 aufgeführt.

Mastrullo et al. [Mas+09] zeigen in ihren experimentellen Untersuchungen, dass der kältemittelseitige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{\text{KM}}$  unter vergleichbaren Randbedingungen in einem R-744-Verdampfer rund doppelt so groß ist wie in einem R-134a-Verdampfer. Da sich für den kältemittelseitigen Wärmeübergangskoeffizienten im Kühlfall bei hohen Umgebungstemperaturen ein Durchschnittswert von  $\alpha_{\text{KM,R-134a}} \approx 1300 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}}$  ergibt, wird für die R-744-Plattenwärmeübertrager ein konstanter Wert von

$$\alpha_{\text{KM,R-744}} = 2 \cdot \alpha_{\text{KM,R-134a}} = 2600 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \quad (8.1)$$

angenommen. Für den kältemittelseitigen Druckverlust werden wegen der eingeschränkten Datenlage konstante Werte verwendet. In ihrer Größenordnung sind diese Werte vergleichbar mit den von McEnaney et al. [McE+98] experimentell ermittelten Werten bei einer automobilen R-744-Anlage. Tabelle 8.3 zeigt die wesentlichen Parameter des Verdampfers und des Verflüssigers bzw. Gaskühlers jeweils für R-134a und R-744.

## Interner Wärmeübertrager

Der in einem R-744-Kältemittelkreislauf verbaute interne Wärmeübertrager wird im Simulationsmodell als Rohr-in-Rohr-Wärmeübertrager, bestehend aus jeweils 0,59 m langen Rohrelementen, abgebildet. Im innenliegenden Hochdruckrohr strömt das Kältemittel vom indirekten Gaskühler zum Expansionsorgan, auf der äußeren Niederdruckseite vom indirekten Verdampfer zum Verdichter. Der interne Wärmeübertrager stellt sicher, dass der Verdichter ausschließlich gasförmiges Kältemittel ansaugt und sorgt dafür, dass dieses Kältemittel nach dem Durchströmen des Gaskühlers durch das saugseitig kalte vorliegende Kältemittel weiter abgekühlt wird [LPB93]. Die Geometrien orientieren sich an den Abmessungen eines in einer direkten automobilen R-744-Klimaanlage verbauten internen Wärmeübertragers. Die Abmessungen sind dem Anhang A zu entnehmen. Zur Beschreibung des Wärmeübergangs werden die Korrelationen von Gnielinski und Dittus-Bölder [Gni76, BS13] verwendet.

**Tabelle 8.3:** Parameter für Verdampfer und Verflüssiger/Gaskühler bei Verwendung der beiden Kältemittel R-134a und R-744: Effektive Wärmeübertragungsfläche, kältemittel- und sekundärkreislauffluidseitiger Wärmeübergangskoeffizient sowie kältemittel- und sekundärkreislauffluidseitiger Druckverlust.

		Verdampfer		Verflüssiger/Gaskühler	
		R-134a	R-744	R-134a	R-744
$A_{WÜ}$	[m <sup>2</sup> ]	0,813	0,879	0,905	1,150
$\alpha_{KM}$	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	1300*	2600	1300*	2600
$\alpha_{SF}$	$\left[\frac{W}{m^2 K}\right]$	Lévêque**	Lévêque**	Lévêque**	Lévêque**
$\Delta p_{KM}$	[bar]	$\dot{m}_{KM}$ -abh.	0,6	0	0,5
$\Delta p_{SF}$	[bar]	0	0	0	0

\*: Annäherung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten für R-134a im Kühlfall unter hohen Umgebungstemperaturen bei Anwendung der Korrelationen von

Lévêque [Mar13] bzw. Akers, Dean, Crosser [AD59]

\*\* : Wärmeübergangskorrelation nach Lévêque [Mar13]

### 8.2.2 Regelung des R-744-Kältemittelkreislaufs

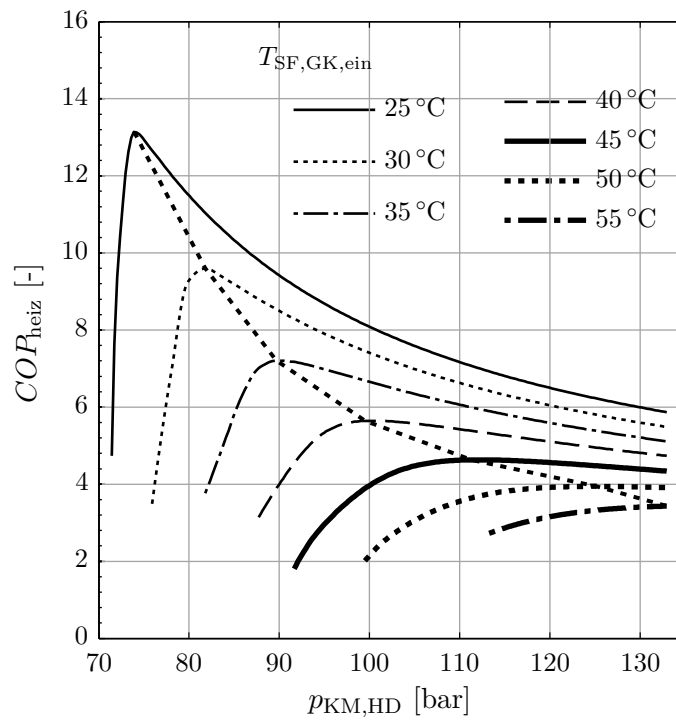
Wie von Jensen et al. [JS07] beschrieben, stellen der Öffnungsquerschnitt des elektrischen Expansionsventils und die Verdichterleistung die beiden Freiheitsgrade des Kältemittelkreislaufs dar. Auch beim R-744-Kältemittelkreislauf sorgt der Verdichter für die Bereitstellung der geforderten Heiz- oder Kühlleistung. Da im überkritischen R-744-Kaltdampfprozess allerdings keine Unterkühlung auftritt, muss das Expansionsventil auf eine andere Systemgröße regeln. Aufgrund der Tatsache, dass Druck und Temperatur in einem überkritischen Kreisprozess nicht aneinander gekoppelt sind, kann der Hochdruck mit Hilfe der Änderung des Drosselquerschnitts im Expansionsventil eingestellt werden. Korrelationen für den in Bezug auf die Systemeffizienz optimalen Hochdruck sind durch die Arbeiten von Liao et al. [LZJ00] sowie Sarkar et al. [SBG04] gegeben:

$$p_{HD,opt,Liao} = \left(2,778 \left[\frac{bar}{^\circ C}\right] - 0,0157 \left[\frac{bar}{^\circ C^2}\right] \cdot \vartheta_{KM,VD,ein}\right) \cdot \vartheta_{KM,GK,aus} + \left(0,381 \left[\frac{bar}{^\circ C}\right] \cdot \vartheta_{KM,VD,ein} - 9,34 [bar]\right) \quad (8.2)$$

$$p_{HD,opt,Sarkar} = 4,9 [bar] + 2,256 \left[\frac{bar}{^\circ C}\right] \cdot \vartheta_{KM,GK,aus} - 0,17 \left[\frac{bar}{^\circ C}\right] \cdot \vartheta_{KM,VD,ein} + 0,002 \left[\frac{bar}{^\circ C^2}\right] \cdot \vartheta_{KM,GK,aus}^2 \quad (8.3)$$

Sowohl in Gleichung 8.2 als auch in Gleichung 8.3 sind die Temperaturen  $\vartheta$  in der Einheit [°C] einzusetzen; der optimale Hochdruck  $p_{HD,opt}$  ergibt sich somit in der Einheit [bar]. Die Abhängigkeit des COP vom Hochdruck ist in Abbildung 8.3 dargestellt. Der COP ist hier als Funktion des Hochdrucks bei unterschiedlichen sekundärfluidseitigen Eintrittstem-

peraturen in den indirekten Gaskühler dargestellt. Die Betriebspunkte mit dem jeweils maximalen  $COP_{\text{heiz}}$  sind mit einer gepunkteten Linie miteinander verbunden. Vor allem ein Unterschreiten des optimalen Hochdrucks (gekennzeichnet durch ein lokales Maximum des  $COP_{\text{heiz}}$ ) bei konstanten sekundärfluidseitigen Gaskühlervorlauftemperaturen führt zu einem starken Abfall der Systemeffizienz. Es ist zu erkennen, dass ein Überschreiten des Hochdrucks zu einem wesentlich geringeren Effizienzverlust führt.



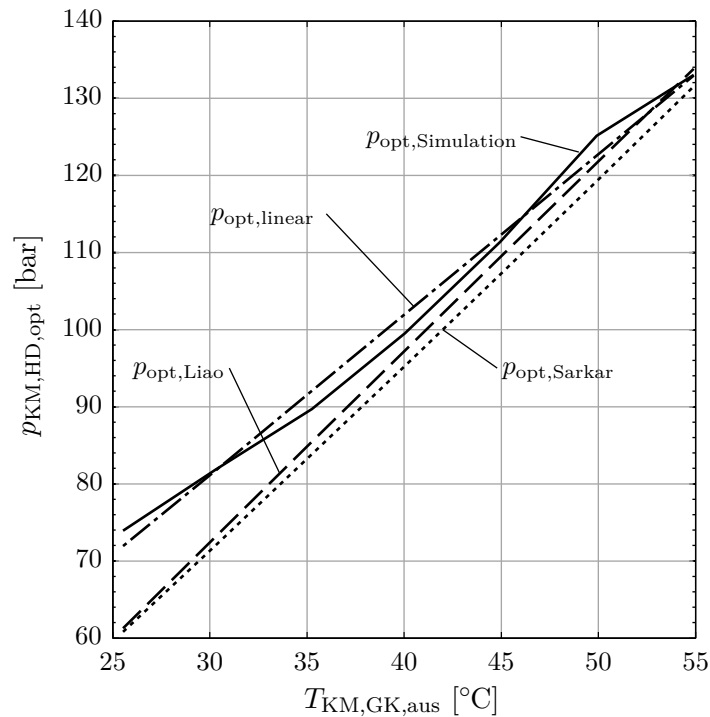
**Abbildung 8.3:** Abhängigkeit des COP eines mit R-744 betriebenen Kompaktkältemittelkreislaufts von der sekundärfluidseitigen Gaskühlereintrittstemperatur  $T_{\text{SF,GK,ein}}$  und des kältemittelseitigen Hochdrucks  $p_{\text{KM,HD}}$  bei konstanten Sekundärfluidmassenströmen von  $\dot{m}_{\text{SF,GK}} = 0,4 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  und  $\dot{m}_{\text{SF,VD}} = 0,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  sowie der konstanten sekundärfluidseitigen Verdampfereintrittstemperatur  $T_{\text{SF,VD,ein}} = 25^\circ\text{C}$ .

Abbildung 8.4 enthält einen Vergleich der bekannten Korrelationen aus Gleichung 8.2 und Gleichung 8.3 mit den simulativ ermittelten Optima für den Hochdruck aus Abbildung 8.3. Es ist zu erkennen, dass der als optimal prognostizierte Hochdruck für das untersuchte System nach Liao et al. [LZJ00] sowie Sarkar et al. [SBG04] leicht unterhalb der aus Abbildung 8.3 ermittelten COP-Optima liegt. Aus den simulierten COP-Optima lässt sich zudem ein linearer Zusammenhang erkennen, der sich in Abhängigkeit der kältemittelseitigen Gaskühleraustrittstemperatur  $T_{\text{KM,GK,aus}}$  wie folgt beschreiben lässt:

$$p_{\text{HD,opt}} = 2,08 \left[ \frac{\text{bar}}{^\circ\text{C}} \right] \cdot \vartheta_{\text{KM,GK,aus}} + 18,7 [\text{bar}] \quad (8.4)$$

Aufgrund der Tatsache, dass der berechnete Wert für den optimalen Hochdruck leicht oberhalb des tatsächlichen Optimums aus Abbildung 8.3 liegt und somit einen gewissen





**Abbildung 8.4:** Vergleich verschiedener Korrelationen zur Ermittlung des als optimal einzustellenden Hochdrucks  $p_{\text{KM,HD,opt}}$  eines mit R-744 betriebenen Kältemittelkreislaufts in Abhängigkeit von der sekundärfluidseitigen Gaskühlereintrittstemperatur  $T_{\text{SF,GK,ein}}$ : Korrelation nach Liao et al. [LZJ00], Sarkar et al. [SBG04], simulativ ermittelte  $COP$ -Optima sowie die aus den Simulationsergebnissen abgeleitete lineare Korrelation.

Sicherheitsbereich im Hinblick auf eine Maximierung der Leistungszahl abdeckt, wird die Korrelation aus Gleichung 8.4 für die folgenden Untersuchungen verwendet.

## 8.3 Simulativer Kältemittelvergleich

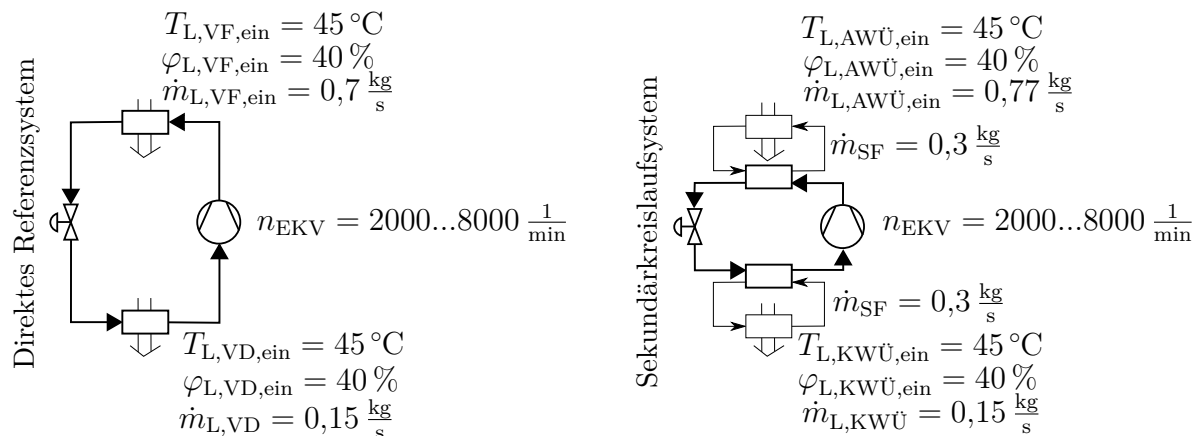
Für die nachfolgenden Untersuchungen wird das Simulationsmodell des in Abschnitt 3.1.1 beschriebenen kompakten Kältemittelkreislaufts verwendet. Um einen Ausblick auf die Leistungsfähigkeit der einzelnen untersuchten Kältemittel in einem Kompaktkältemittelkreislauf zu geben, erfolgt die Untersuchung mit entsprechenden Annahmen in den üblichen auslegungsrelevanten Extrempunkten bei  $T_{\text{Umg}} = 40^\circ\text{C}$  und  $T_{\text{Umg}} = -10^\circ\text{C}$  [Ham08]. Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass sich die thermophysikalischen Eigenschaften der verschiedenen Drop-In-Kältemittel leicht unterscheiden. Dennoch wird davon ausgegangen, dass die in den Abschnitten 3.1.2 hergeleiteten und mit Hilfe des Prüfaufbaus für R-134a in Kapitel 4 kalibrierten Wärmeübergangsbeziehungen auch für die Abschätzung der Wärmeübergänge für die Kältemittel aus Tabelle 8.1 herangezogen werden können. Alternativ hierzu wären sonst lediglich Berechnungen mit konstanten Wärmeübergangskoeffizienten möglich. Kältemittelseitig wird für den Wärmeübergang am indirekten Verflüssiger die Korrelation von Akers/Deans/Crosser verwendet [AD59]. Am indirekten Verdampfer so-

wie sekundärfluidseitig an beiden Wärmeübertragern wird der Wärmeübergangskoeffizient nach Leveque berechnet [Mar13]. Der kältemittelseitige Druckverlust hängt für die Berechnung quadratisch vom Massenstrom und der Dichte ab [JNC06, Lon10]. Für eine Bewertung des Kältemittels R-744 ( $\text{CO}_2$ ) wird der für dieses Kältemittel angepasste Primärkreislauf aus Abschnitt 8.2 verwendet. Es ist an dieser Stelle anzumerken, dass die Plattenwärmeübertrager während aller Untersuchungen bei hohen Umgebungstemperaturen mit einem konstanten Sekundärfluidmassenstrom von  $\dot{m}_{\text{SF}} = 0,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  durchströmt werden. Vor allem beim indirekten Gaskühler des R-744-Systems kann aufgrund der überkritischen und daher nicht isothermen Gaskühlung die Leistungszahl stark von  $\dot{m}_{\text{SF}}$  abhängen. Für die Untersuchungen im Wärmepumpenmodus wird der sekundärfluidseitige Volumenstrom dahingehend angepasst, dass zulässige Saug- und Hochdrücke weder über- noch unterschritten werden.

### 8.3.1 Untersuchungen bei hohen Umgebungstemperaturen

#### Stationäre Untersuchungen

Für eine Gegenüberstellung unter quasistationären Bedingungen wird ein einfaches Sekundärkreislaufsystem gemäß Abbildung 8.5 untersucht.



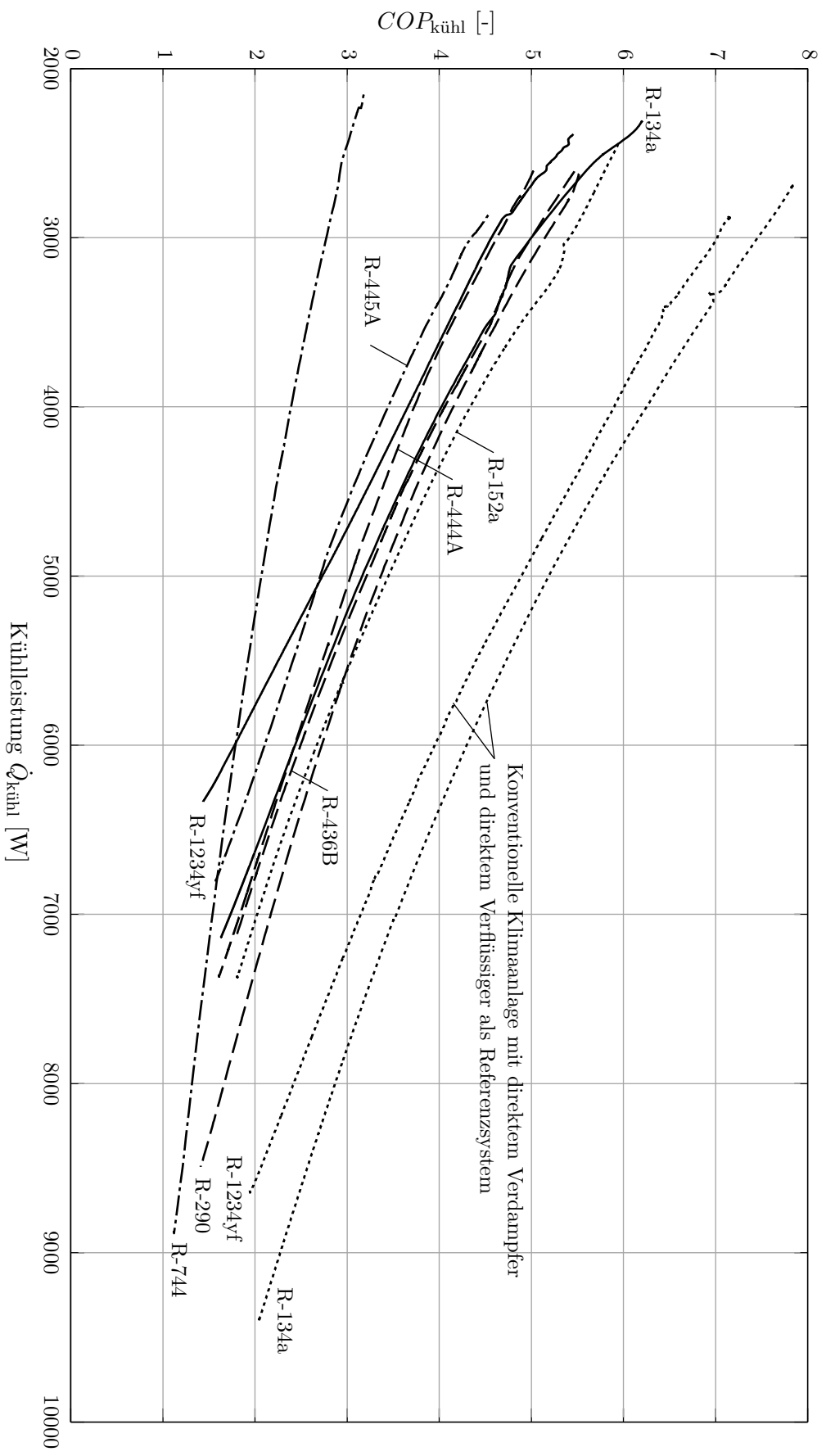
**Abbildung 8.5:** Systemaufbau und Randbedingungen für den Kältemittelvergleich in Sekundärkreislaufsystemen mit einem direkten Referenzsystem.

Als Vergleich wird zudem ein konventionelles, direktes System mit R-134a und ein weiteres mit R-1234yf bewertet. Die luftseitigen Randbedingungen entsprechen denen kurz nach Beginn eines Abkühlfalls bei einer Umgebungstemperatur von  $40^\circ\text{C}$ ; die vom Innenraum zum Klimagerät geführte Luft hat hierbei eine Temperatur von  $T_L = 45^\circ\text{C}$ . Es wird von einem Stillstand des Fahrzeugs ausgegangen, sodass die Lufttemperatur am Eintritt in das Kühlerpaket durch etwaige Rezirkulationen oder sonstige durch die aufgeheizte Straße hervorgerufenen Einflüsse ebenfalls mit  $T_L = 45^\circ\text{C}$  angenommen wird. Durch den Entfall des direkten Kältemittelverflüssigers im Kühlerpaket des Sekundärkreislaufsystems ergibt sich zudem ein höherer Luftmassenstrom im Vergleich zum direkten R134a-Referenzsystem. Die Vorgabe der Eingangsgröße für die Verdichterdrehzahl folgt einer Rampe. Da die Verdichterdrehzahl nur sehr langsam und unter Berücksichtigung aller Systemträgheiten von

2000 auf  $8000 \frac{1}{\text{min}}$  erhöht wird, kann in allen Betriebspunkten von einem stationären Betriebsverhalten ausgegangen werden. Alle weiteren Randbedingungen sind ebenfalls der Abbildung 8.5 zu entnehmen.

Die jeweilige auf die Kühlleistung bezogene Leistungszahl  $COP_{\text{kühl}}$  während dieser quasi-stationären Untersuchung ist für alle Kältemittel aus Tabelle 8.1 in Abbildung 8.6 dargestellt. Durch die Erhöhung der Verdichterdrehzahl steigt die Kälteleistung am Verdampfer an; allerdings führt diese Erhöhung auch zu einem Absinken des  $COP_{\text{kühl}}$ . Es bestätigt sich die Tatsache, dass der Wirkungsgrad  $COP_{\text{kühl}}$  der beiden direkten Systeme mit R-134a bzw. R-1234yf bei den gegebenen Umgebungsbedingungen wesentlich höher als bei allen anderen untersuchten Sekundärkreislaufsystemen ist (siehe auch Abschnitt 6.3).

Des Weiteren ist zu erkennen, dass hohe Kälteleistungen von mehr als 7500 W bei indirekten Systemen nur mit den Kältemitteln R-290 und R-744 erreicht werden können. Mit allen anderen Kältemitteln kann nur eine Kälteleistung von maximal 7400 W erreicht werden. Dieses kann in Klimaregionen mit hohen Umgebungstemperaturen zu gering sein. Vergleicht man den  $COP_{\text{kühl}}$  der beiden Kältemittel R-290 und R-744 miteinander, so liegt der von R-290 über dem von R-744. Es ist an dieser Stelle darauf hinzuweisen, dass die hier gezeigten Ergebnisse eine Abschätzung für den Einsatz verschiedener Kältemittel in Sekundärkreislaufsystemen unter den gewählten Randbedingungen sind. Dies umfasst die Festlegung der gewählten Massenströme in den Sekundärkreisläufen, die Modellierung der Wärmeübertrager sowie die Luftmassenströme und Umgebungstemperaturen.



**Abbildung 8.6:** Abschätzender Vergleich der Kühlleistung und der Leistungszahl verschiedener Kältemittel im primären Kältemittelkreislauf eines Sekundärkreislaufsystems: Darstellung der Kälteleistung  $\dot{Q}_{\text{kühl}}$  und des  $COP_{\text{kühl}}$  in quasistationären Betriebspunkten bei einer Variation der Verdichterdrehzahl im Bereich  $n_{\text{EKV}} = 2000 \dots 8000 \frac{1}{\text{min}}$  und einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{umg}} = 40^\circ \text{C}$  im Vergleich mit zwei konventionellen R-134a- und R-1234yf-Referenzsystemen.

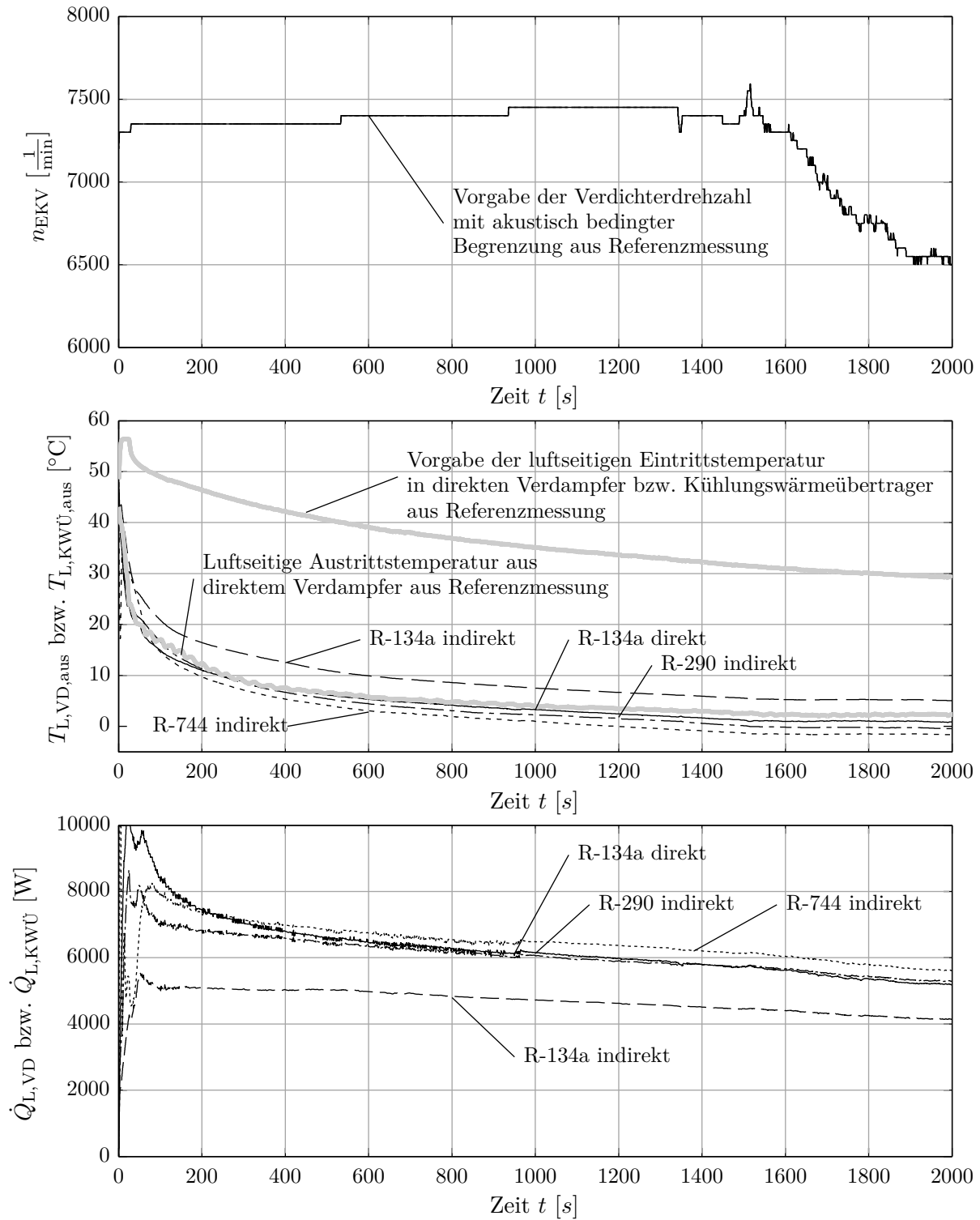
## Dynamische Untersuchungen

Für die Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Klimaanlage wird häufig der VDA-Pulldown [Ham08] als Bewertungskriterium herangezogen. Dabei wird ein Fahrzeug einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Umg}} = 40^\circ\text{C}$ , einer Luftfeuchte von  $\varphi_{\text{Umg}} = 40\%$  und einer Sonneneinstrahlung von  $\dot{q}_{\text{sol}} = 1000 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}$  ausgesetzt. Durch die Sonneneinstrahlung können sich die Luft und die Fahrzeugeinbauten innerhalb der Kabine je nach Fahrzeugmodell und -lackierung innerhalb der einstündigen Vorkonditionierung auf bis zu  $T_{\text{Kab}} = 70^\circ\text{C}$  aufheizen. Anschließend wird die Klimaanlage bei einer Fahrzeuggeschwindigkeit von  $32 \frac{\text{km}}{\text{h}}$  für eine Dauer von 1800 s auf ihrer maximalen Leistungsstufe betrieben. Das System arbeitet hierbei im so genannten Umluftbetrieb, bei dem der Lüfter des Klimageräts die Luft aus dem Innenraum ansaugt, ehe sie am Verdampfer gekühlt, entfeuchtet und schließlich wieder dem Innenraum zugeführt wird. Die Temperatur der angesaugten Luft sinkt somit stetig. Bei den folgenden dynamischen Untersuchungen wird die luftseitige Verdampfeintrittstemperatur  $T_{\text{Luft,VD,ein}}$  einer Messung für ein direktes R-134a-System eines Fahrzeugs der Oberklasse entnommen und in allen simulativen Untersuchungen als Eingangsgröße vorgegeben. Die Luftfeuchte  $\varphi_{\text{Luft,VD,ein}}$  bzw.  $\varphi_{\text{Luft,KWT,ein}}$  wird ebenfalls einer Messung entnommen und die Entfeuchtung der Luft im Verdampfer bzw. Kälungswärmeübertrager entsprechend berücksichtigt.

Der Systemaufbau für die Untersuchungen im Dynamikbetrieb ist grundsätzlich vergleichbar mit den Konfigurationen in Abbildung 8.5. Aus akustischen Gründen wird jedoch der Verlauf der Verdichterdrehzahl begrenzt (siehe Abbildung 8.7). Die Vorgabe der luftseitigen Eintrittstemperatur, basierend auf der realen Fahrzeugmessung, befindet sich ebenfalls in Abbildung 8.7. Dort ist auch die gemessene Verdampferaustrittstemperatur einer direkten R-134a-Anlage als Vergleichsgröße enthalten. Simulativ werden die folgenden Systemkonfigurationen hinsichtlich ihres dynamischen Verhaltens untersucht: R-134a direkt, R134a indirekt, R-744 indirekt und R-290 indirekt. Die Ergebnisse werden in Abbildung 8.7 zusammengefasst.

Die luftseitigen simulierten Austrittstemperaturen beim direkten R-134a-System haben eine große Übereinstimmung mit dem Referenzverlauf der Fahrzeugmessung und können als Bezugsgröße für die Validierung der Simulation herangezogen werden. Außerdem ist die zeitliche Verzögerung des Abfalls der Austrittstemperatur aus dem Kälungswärmeübertrager bei den indirekten Systemen nur sehr gering im Vergleich zum direkten R-134a-System (vgl. auch Lemke [Lem15]). In den vorliegenden Untersuchungen weist das indirekte R-134a-System die geringsten Kühlleistungen auf, sodass ein adäquates Abkühlen des Fahrzeuginnenraums bei der maximal vorgegebenen Drehzahl nicht gewährleistet werden kann. Die indirekten Systeme mit R-290 und R-744 hingegen weisen Kühlleistungen auf, die mit denen eines direkten R-134a-Systems vergleichbar sind.

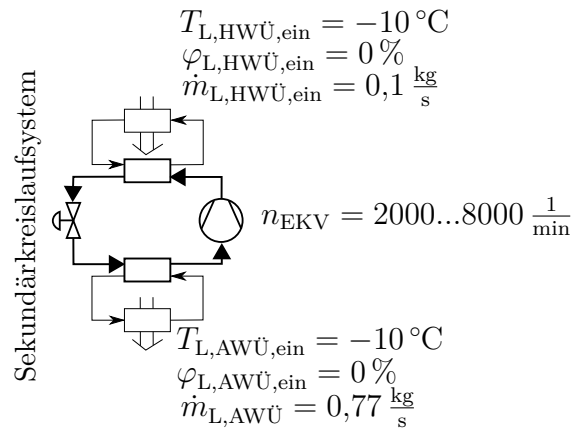
## 8 Vergleich verschiedener Kältemittel für Kompaktkältemittelkreisläufe



**Abbildung 8.7:** Vergleich der vier Konfigurationen R-134a direkt, R-134a indirekt, R-744 indirekt und R-290 indirekt während eines Abkühlfalls bei  $T_{Umg} = 40^{\circ}\text{C}$ : Vorgegebene Verdichterdrehzahl ( $n_{EKV}$ ), Lufttemperatur am Austritt aus dem Verdampfer- bzw. Kühlungswärmeübertrager ( $T_{L,VD,aus}$  bzw.  $T_{L,KWÜ,aus}$ ), luftseitige Kälteleistung am Verdampfer bzw. Kühlungswärmeübertrager ( $\dot{Q}_{L,VD}$  bzw.  $\dot{Q}_{L,KWÜ}$ ).

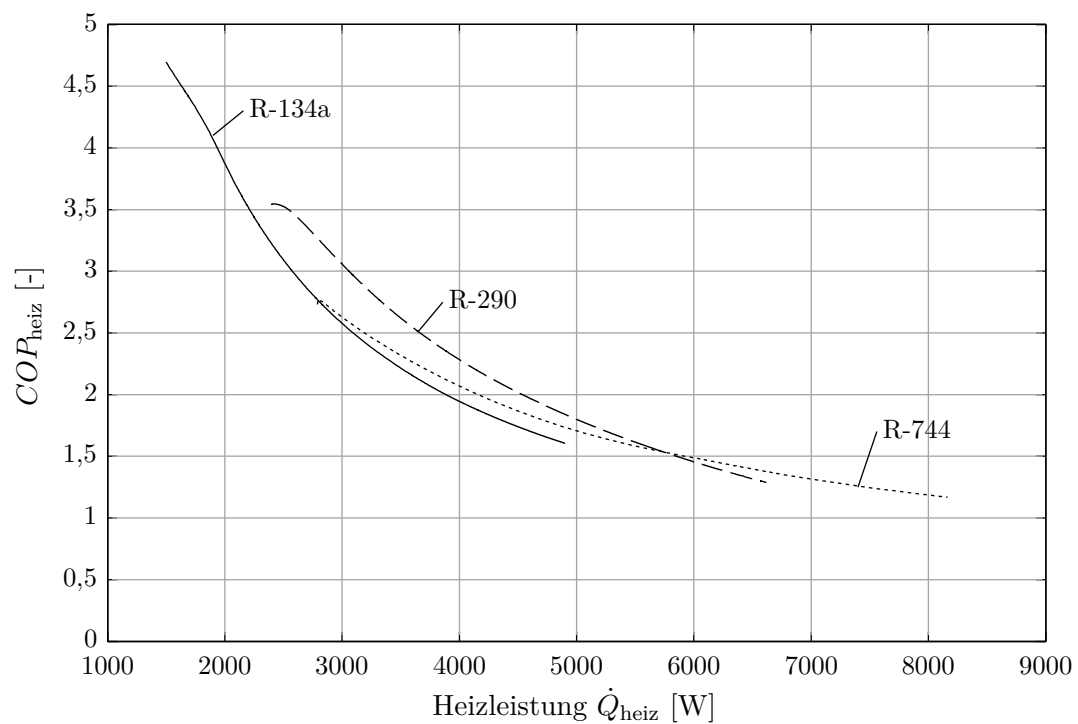
### 8.3.2 Untersuchungen bei niedrigen Umgebungstemperaturen

Ähnlich den quasistationären Untersuchungen für den Kältemittelvergleich bei hohen Umgebungstemperaturen in Abschnitt 8.3.1 wird im Folgenden ein Vergleich im Wärmepumpenmodus bei niedrigen Umgebungstemperaturen durchgeführt. Hierbei dient ein Sekundärkreislaufsystem mit einem indirekten R-134a-Kältemittelkreislauf als Ausgangsbasis und wird bei einer Umgebungstemperatur von  $-10\text{ °C}$  mit den beiden Alternativen R-290 und R-744 in einem Sekundärkreislaufsystem verglichen. Als Wärmequelle dient hier die Umgebung. Um ausschließlich die Leistungsfähigkeit der Kältemittel im Wärmepumpenmodus miteinander vergleichen zu können, bleiben Strategien zur Unterbindung der Vereisung des Wärmeübertragers im Frontend unberücksichtigt. Aus diesem Grund wird die relative Luftfeuchtigkeit der Umgebung mit  $\varphi_{\text{Umg}} = 0$  angenommen. Abbildung 8.8 zeigt die Randbedingungen dieser Untersuchung, bei der die Drehzahl des elektrischen Kältemittelverdichters langsam von 2000 auf  $8000 \frac{1}{\text{min}}$  erhöht wird.



**Abbildung 8.8:** Systemaufbau und Randbedingungen für den Kältemittelvergleich in einem Sekundärkreislaufsystem im Wärmepumpenmodus.

Das Ergebnis dieser quasistationären Untersuchungen ist in Abbildung 8.9 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass unter den gewählten Randbedingungen nur mit den Kältemitteln R-290 und R-744 eine Heizleistung von  $\dot{Q}_{\text{heiz}} = 5000\text{ W}$  erreicht werden kann. Mit R-134a ist dies nicht möglich. Zudem ist ersichtlich, dass die unter diesen Randbedingungen und Annahmen insgesamt zur Verfügung stehende Heizleistung in einem R-744-System wesentlich höher ist als mit dem Drop-In-Kältemittel R-290. In Bezug auf den  $COP_{\text{heiz}}$  ist jedoch zu berücksichtigen, dass sich die R-744-Wärmeübertragergeometrien an denen des R-134-Kältemittelkreislaufs orientieren und ebenso wie der angenommene elektrische Wirkungsgrad des R-744-Scrollverdichters im Rahmen experimenteller Untersuchungen zu validieren sind.



**Abbildung 8.9:** Vergleich der Heizleistung der Kältemittel R-134a, R-290 und R-744 im primären Kältemittelkreislauf eines Sekundärkreislaufsystems: Darstellung der Heizleistung  $\dot{Q}_{\text{heiz}}$  und des  $COP_{\text{heiz}}$  in quasistationären Betriebspunkten bei einer Variation der Verdichterdrehzahl im Bereich  $n_{\text{EKV}} = 2000 \dots 8000 \frac{1}{\text{min}}$  und einer Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Umg}} = -10^\circ\text{C}$ .



## 9 Zusammenfassung und Ausblick

### 9.1 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit werden die theoretische und experimentelle Untersuchung sowie die Bewertung eines Sekundärkreislaufsystems mit kompaktem Kältemittelkreislauf für das Pkw-Thermomanagement am Beispiel eines batteriebetriebenen Fahrzeugs beschrieben und diskutiert. Dabei werden die elektrischen Antriebskomponenten sowie der Fahrzeuginnenraum und die Fahrzeugumgebung über Sekundärfluidkreisläufe an einen kompakten Kältemittelkreislauf angebunden. Neben einer kompakten und modularen Bauweise ermöglichen Sekundärkreislaufsysteme auch die hermetische und crashsichere Kapselung des kältemittelführenden Primärkreislaufs. Dies eröffnet neue Optionen bei der Wahl eines geeigneten Kältemittels, da auch brennbare Kältemittel in die Betrachtung einbezogen werden können.

Zunächst werden in dieser Arbeit die erforderlichen Komponenten für ein Sekundärkreislaufsystem modelliert und ein Simulationsmodell eines solchen Pkw-Thermomanagementsystems abgeleitet. Anschließend wird das Modell mit Hilfe von Messungen an einer R-134a-Versuchsanlage kalibriert. Mit Hilfe dieses kalibrierten Modells wird der Primärkreislauf hinsichtlich des Potentials zur Reduktion der Kältemittelmenge durch eine kompakte Bauweise bewertet. Allein durch die Verkürzung der Verbindungselemente in einem in Hinblick auf die Leitungslängen optimierten Kompaktkältemittelkreislauf kann die erforderliche Kältemittelmenge bereits um mehr als 30 % reduziert werden. Anschließend wird eine Sensitivitätsanalyse für den Betrieb des Primärkreislaufs durchgeführt.

Es folgen simulative Gesamtfahrzeuguntersuchungen im Dynamikbetrieb. Dafür werden zu Beginn repräsentative Randbedingungen für die klimatischen Umgebungsbedingungen und das Mobilitätsverhalten beschrieben. Anschließend wird die Positionierung des kompakten Kältemittelkreislaufs im Vorderwagen untersucht. Aufgrund der thermischen Massen in den Sekundärfluidkreisläufen sowie den Wärmeübergängen zwischen den Leitungen und der Fahrzeugumgebung ist es erforderlich, den Kältemittelkreislauf möglichst nahe am Fahrzeuginnenraum zu positionieren. Schließlich werden verschiedene Sekundärkreislaufsysteme im Dynamikbetrieb mit einer konventionellen Klimaanlage verglichen und energetisch bewertet. Mit einem niederdruckseitig verbauten Sekundärkreislauf steigt die Leistungsaufnahme des Verdichters für die Bereitstellung einer geforderten Kühlleistung bei hohen Umgebungstemperaturen deutlich im Vergleich zu einer konventionellen Klimaanlage. Durch den Betrieb des Kältemittelkreislaufs in einem Wärmepumpenmodus können diese Effizienz Nachteile unter den gewählten Annahmen jedoch im Heiz- und Reheat-Betrieb kompensiert werden, da bei dem untersuchten Referenzsystem ein elektrischer Zuheizter betrieben wird. Dies führt dazu, dass die mit der Auftrittshäufigkeit der Randbedingungen gewichtete Energieaufnahme eines Systems mit hoch- und niederdruckseitigen Sekundärkreisläufen rund 43 % geringer als die einer konventionellen Klimaanlage

mit einem elektrischen Zuheizter ist. Zudem wird die an den Wärmeübertragern erzeugte Entropie bewertet. Bei der Analyse des Sekundärkreislaufsystems im Kühlungsbetrieb stellt sich heraus, dass vor allem in den Wärmeübertragern zwischen Luft und Sekundärkreislauffluid Entropie erzeugt wird. Der Fokus der zukünftigen Entwicklung sollte daher auf der Optimierung des Außenwärmeübertragers und des Kühlungswärmeübertragers liegen, um die erzeugte Entropie in diesen Wärmeübertragern und somit auch im jeweiligen Gesamtsystem zu verringern.

Unter Berücksichtigung des Mobilitätsverhaltens und der klimatischen Randbedingungen wird in dieser Arbeit eine neuartige Methode zur Bewertung des Jahresenergieverbrauchs eines Pkw-Thermomanagementsystems entwickelt. Durch die Anwendung eines Cluster-Algorithmus werden repräsentative Randbedingungen hergeleitet, welche das reale Mobilitätsverhalten im Tagesverlauf widerspiegeln und mit klimatischen Randbedingungen im Jahresverlauf verknüpft werden. Somit wird der Simulationsaufwand für die Berechnung des Jahresenergieverbrauchs eines Pkw-Thermomanagementsystems signifikant reduziert. Mit Hilfe dieser Methode werden eine direkte R-134a-Klimaanlage und ein Sekundärkreislaufsystem mit dem Kältemittel R-134a beispielhaft miteinander verglichen. Die Leistungsaufnahme des indirekten Sekundärkreislaufsystems liegt mit den in dieser Arbeit getroffenen Annahmen auf Grund der Möglichkeit eines Wärmepumpenbetriebs unter der des konventionellen Systems mit einem elektrischen Zuheizter. Diese allgemeingültige Methode kann über die hier gezeigte beispielhafte Anwendung hinaus in Verbindung mit geeigneten Simulationsmodellen zur Untersuchung des Aufheiz- und Abkühlverhaltens der thermischen Massen im Fahrzeug sowie zur Bewertung von Strategien zur Vorkonditionierung eingesetzt werden.

Da die hermetische Kapselung des Kältemittelkreislaufs neue Möglichkeiten bei der Wahl des Kältemittels eröffnet, werden verschiedene Kältemittel mit einem GWP unter 150 für den Einsatz in einem Sekundärkreislaufsystem untersucht. Um auch das natürliche Kältemittel R-744 ( $\text{CO}_2$ ) in einem transkritischen Kreisprozess bewerten zu können, werden der Primärkreislauf und die dazugehörige Betriebsstrategie entsprechend angepasst. In stationären und dynamischen Untersuchungen im Gesamtfahrzeug werden die verschiedenen Drop-In-Kältemittel und R-744 miteinander verglichen und somit eine Abschätzung ermöglicht. Es stellt sich für eine Umgebungstemperatur von  $T_{\text{Um}} = 40^\circ\text{C}$  heraus, dass beim Einsatz von R-290 in einem Sekundärkreislaufsystem vergleichbare Kälteleistungen wie bei einer direkten R-134a-Klimaanlage erreicht werden können. Allerdings sinkt die Effizienz ( $\text{COP}_{\text{kühl}}$ ) beim R-290-Sekundärkreislaufsystem um rund 30 % im Vergleich zu einer konventionellen R-134a-Klimaanlage. Im Heizbetrieb bei  $T_{\text{Um}} = -10^\circ\text{C}$  sind im Wärmepumpenbetrieb mit dem Kältemittel R-744 die größten Heizleistungen zu erreichen.

## 9.2 Ausblick

Aufgrund der Tatsache, dass die simulative Bewertung eines Sekundärkreislaufsystems für das Pkw-Thermomanagement vielversprechend im Bezug auf die Effizienz unter re-

präsentativen Randbedingungen ist, sind weitere Untersuchungen im Hinblick auf die Gesamtfahrzeugarchitektur und einige Sicherheitsaspekte nötig.

Die in dieser Arbeit vorgeschlagene Positionierung des Kältemittelkreislaufs nahe dem Fahrzeuginnenraum ist vor allem auf den vorhandenen Bauraum hin zu untersuchen. Ein Schwerpunkt sollte hierbei auf der konsequenten Modularisierung des primären Kompaktkältemittelkreislaufs und der Verteilereinheit liegen [Hal12, MW14a, MW14b, MW15]. Zudem ist zu überprüfen, inwieweit sich akustische Beeinträchtigungen durch den im Wasserkasten verbauten Kältemittelverdichter ergeben. Überdies ist die thermische Beständigkeit des Verdichters zu untersuchen, da dieser nicht mehr luftumströmt nahe der Fahrzeugfront verbaut wäre. Das in dieser Arbeit vorgestellte Sekundärkreislaufsystem wurde am Beispiel eines batteriebetriebenen Elektrofahrzeugs betrachtet. Denkbar wäre jedoch auch der Einsatz in verbrennungsmotorisch angetriebenen Pkw sowie Plug-In-Hybrid- oder Brennstoffzellen-Fahrzeugen. Die sich ändernden Temperaturniveaus in den Sekundärkreisläufen würden entsprechende Modifikationen im Primärkreislauf nach sich ziehen. Auch die einfache Einbindung von thermischen Energiespeichern in die Sekundärkreisläufe gilt es zu untersuchen. Somit können Vorkonditionierungsstrategien zur weiteren Erhöhung der Systemeffizienz beitragen. An dieser Stelle sei auf die systematische Bewertung der Einbindung solcher thermischen Energiespeichersysteme in ein Sekundärkreislaufsystem verwiesen [Weu17]. Der modulbasierte Aufbau des Kältemittelkreislaufs und der Energieverteilungseinheit führen zudem zu einer deutlichen Reduzierung der Fertigungszeiten bei der Fahrzeugmontage.

Bei dem Betrieb des primären Kältemittelkreislaufs mit einem brennbaren Kältemittel rücken vor allem sicherheitstechnische Fragestellungen in den Vordergrund. Für alle relevanten Unfallszenarien muss eine crashsichere Kapselung des kältemittelführenden Primärkreislaufs gewährleistet sein. Zudem sind weitere Möglichkeiten zur Erhöhung der Crashsicherheit, beispielsweise der Einsatz eines Adsorptionsmittels im Falle einer detektierten Leckage [OHS11], zu untersuchen.

Mit der in dieser Arbeit entwickelten Bewertungsmethodik sind zudem eine Reihe weiterer simulativer Untersuchungen möglich. Durch eine detaillierte Modellierung des Abkühlverhaltens und der Wärmespeichereigenschaften der Fahrzeugkomponenten während der Parkzeiten können Speichereffekte in den thermischen Massen der Sekundärkreisläufe oder der elektrischen Antriebskomponenten berücksichtigt werden. Diese können sich bei weiteren Fahrten im Tagesverlauf positiv auf den Energiehaushalt des Pkw auswirken.



# A Ergänzungen zur Systemmodellierung

## Verdichtermodellierung

Die folgenden Zusammenhänge sind im Modell implementiert [Sch+13]:

- Isentrope Verdichtung: 
$$P_{\text{is}} = \dot{m} \cdot (h_{\text{aus, is}} - h_{\text{ein}}) \quad (\text{A.1})$$

- Saugseitiger Druckverlust: 
$$\dot{m} = A_{\text{Ansaugstutzen}} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{\text{ein}} \cdot \Delta p} \quad (\text{A.2})$$

- Saugseitige Aufheizung: 
$$\dot{Q}_{\text{heiz, Saugseite}} = (1 - \eta_{\text{Motor}}) \cdot P_{\text{el}} \quad (\text{A.3})$$

- Leckagemassenstrom: 
$$\dot{m}_{\text{Leckage}} = A_{\text{Leckage}} \cdot \sqrt{2 \cdot \varrho_{\text{aus}} \cdot (p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}})} \quad (\text{A.4})$$

- Antriebsleistung: 
$$P_{\text{Welle}} = \eta_{\text{el}} \cdot P_{\text{el}} \quad (\text{A.5})$$

- Reibleistung: 
$$P_{\text{Reib}} = C_{\text{Reib}} \cdot (2 \cdot \pi \cdot n \cdot d_{\text{Scroll}})^{m_{\text{Reib}}} \quad (\text{A.6})$$

- Wärmeverlust: 
$$\dot{Q}_{\text{Verl, Gehäuse}} = \alpha \cdot A_{\text{Gehäuse}} \cdot (T_{\text{aus}} - T_{\text{Umg}}) \quad (\text{A.7})$$

## Geometrien indirekter Verflüssiger (R-134a-Veruchsanlage und Simulation)

30 Kanäle je Fluid, d. h. insgesamt 61 Scheiben

benetzte Lauflänge: 169 mm

benetzte Breite: 74,9 mm

mittlere Kanalhöhe: 0,55 mm (je Seite)

Materialdicke Scheibe: 0,4 mm

Wellenlänge: 3,2 mm

Amplitude: 0,5 mm

Berechnete Wärmeübertragungsfläche=0,904 m<sup>2</sup>

## Geometrien indirekter Verdampfer (R-134a-Versuchsanlage)

Länge: 2 Mal 0,059 m

Breite: 0,029 m

Plattendicke: 0,4 mm

Mittlerer Plattenabstand: 1,13 mm

Durchmesser Ein-/Austrittsöffnung: 16,16 mm

Anz. Kanäle Sekundärfluidseite: 14

Anz. Kanäle Kältemittelseite: 13

### Geometrien vergrößerter indirekter Verdampfer (Simulation)

Länge: 0,169 m

Breite: 0,0749 m

Plattendicke: 0,4 mm

Mittlerer Plattenabstand: 1,13 mm

Anz. Kanäle Sekundärfluidseite: 27

Anz. Kanäle Kältemittelseite: 27

Berechnete Wärmeübertragungsfläche:  $0,813 \text{ m}^2$

### Geometrieparameter R-744-Wärmeübertrager

Verdampfer berechnete Wärmeübertragungsfläche:  $0,879 \text{ m}^2$

Gaskühler berechnete Wärmeübertragungsfläche:  $1,150 \text{ m}^2$

Interner Wärmeübertrager berechnete Wärmeübertragungsfläche:  $0,0048 \text{ m}^2$

## B Fehlerfortpflanzung

Die an der Versuchsanlage ermittelten Messwerte unterliegen gewissen Messtoleranzen und können daher fehlerbehaftet sein. Hiervon sind auch Rechengrößen betroffen. Da solche Rechenwerte meist aus einer Verkettung von mehreren Messgrößen bestehen, vergrößert sich der Fehler durch die sogenannte Fehlerfortpflanzung [Deu99, HMS12]. Aus diesem Grund gehört zur quantitativen Aussage über ein Messergebnis zwangsläufig auch eine Aussage über die Qualität der Messung (Genauigkeit bzw. Messtoleranz). Zur Beurteilung der Messqualität wird an dieser Stelle das Gauß'sche Fehlerfortpflanzungsgesetz angewendet [HMS12]. Die Unsicherheit  $\Delta y$  berechnet sich demnach in Abhängigkeit der verschiedenen voneinander unabhängigen Messgrößen  $x_i$  mit der jeweiligen Standardunsicherheit  $\Delta x_i$  (absolute Abweichung):

$$\Delta y = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial y}{\partial x_i} \right)^2 \Delta x_i^2} \quad (\text{B.1})$$

Im Folgenden wird die Genauigkeit bei der Berechnung der Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$  in einem repräsentativen Betriebspunkt während der Bestimmung der Kältemittelfüllmenge untersucht. Es handelt sich hierbei um den in Abbildung 4.2 dargestellten stationären Betriebspunkt mit einer Kältemittelfüllmenge von  $m_{\text{KM}} = 340 \text{ g}$ . Tabelle B.1 enthält die benötigten Messwerte unter Angabe der Messunsicherheit (absolute und relative Abweichung, vgl. auch Abschnitt 4.1.3). Für die Berechnung der Dichte aus den entsprechenden Stoffdaten wird eine relative Abweichung von  $\pm 0,2 \%$  angenommen (vgl. auch [WP99]).

**Tabelle B.1:** Für die Berechnung der Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$  notwendige Messgrößen, Messwerte und Messunsicherheiten (vgl. auch Abschnitt 4.1.3).

Messgröße	Einheit	Messwert	abs. Abweichung	rel. Abweichung
$T_{\text{SF,VF,ein}}$	$[\text{°C}]$	51,9	$\pm 1$	-
$T_{\text{SF,VF,aus}}$	$[\text{°C}]$	68,2	$\pm 1$	-
$\dot{V}_{\text{SF,VF,aus}}$	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right]$	$9,58 \times 10^{-5}$	$\pm 1,91 \times 10^{-7}$	$\pm 0,2 \%$
$\varrho_{\text{SF,VF,aus}}$	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right]$	1052,0	2,10	$\pm 0,2 \%$
$U_{\text{EKV}}$	$[\text{V}]$	292,1	0,1	$\pm 0,03 \%$
$I_{\text{EKV}}$	$[\text{A}]$	8,7	0,1	$\pm 1,1 \%$

Es gelten die folgenden Berechnungsvorschriften für die am Verflüssiger übertragene Heizleistung  $\dot{Q}_{\text{heiz}}$ , die elektrische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters  $P_{\text{el,EKV}}$  und die Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$ :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{heiz}} &= \dot{m} \cdot (h_{\text{SF,VF,aus}} - h_{\text{SF,VF,ein}}) \\ &= \dot{V}_{\text{SF,VF,aus}} \cdot \varrho_{\text{SF,VF,aus}} \cdot (h_{\text{SF,VF,aus}} - h_{\text{SF,VF,ein}})\end{aligned}\quad (\text{B.2})$$

$$P_{el,EKV} = U_{EKV} \cdot I_{EKV} \quad (\text{B.3})$$

$$COP_{\text{heiz}} = \frac{\dot{Q}_{\text{heiz}}}{P_{el,EKV}} \quad (\text{B.4})$$

Tabelle B.2 enthält die Abweichungen für die Berechnung der sekundärfluidseitigen Enthalpien in Abhängigkeit der Temperatur mit der Annahme einer Messunsicherheit von  $\Delta T_{\text{max}} = \pm 1 \text{ K}$  (siehe Tabelle B.1). Der Druck wird hierbei konstant mit  $p = 1,013 \text{ bar}$  angenommen.

**Tabelle B.2:** Abweichungen bei der Berechnung der sekundärfluidseitigen Enthalpien an Verflüssigerein- und austritt unter der Annahme  $\Delta T_{\text{max}} = \pm 1 \text{ K}$ .

	$h \text{ in } [\frac{\text{J}}{\text{kg K}}]$
$h_{\text{SF,VD,ein}}(T_{\text{SF,VD,ein}} + \Delta T_{\text{max}})$	174261
$h_{\text{SF,VD,ein}}(T_{\text{SF,VD,ein}})$	170825
$h_{\text{SF,VD,ein}}(T_{\text{SF,VD,ein}} - \Delta T_{\text{max}})$	167394
$\Delta h_{\text{SF,VD,ein,max}}$	3436
$h_{\text{SF,VD,aus}}(T_{\text{SF,VD,aus}} + \Delta T_{\text{max}})$	230999
$h_{\text{SF,VD,aus}}(T_{\text{SF,VD,aus}})$	227479
$h_{\text{SF,VD,aus}}(T_{\text{SF,VD,aus}} - \Delta T_{\text{max}})$	223964
$\Delta h_{\text{SF,VD,aus,max}}$	3520

Unter Anwendung von Gleichung B.1 berechnet sich die Unsicherheit für die Heizleistung  $\Delta \dot{Q}_{\text{heiz}}$ :

$$\begin{aligned}\Delta \dot{Q}_{\text{heiz}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{heiz}}}{\partial \dot{V}_{\text{SF,VF,aus}}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{V}_{\text{SF,VF,aus}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{heiz}}}{\partial \varrho_{\text{SF,VF,aus}}}\right)^2 \cdot \Delta \varrho_{\text{SF,VF,aus}}^2} \\ &\quad + \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{heiz}}}{\partial h_{\text{SF,VF,aus}}}\right)^2 \cdot \Delta h_{\text{SF,VF,aus}}^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{heiz}}}{\partial h_{\text{SF,VF,ein}}}\right)^2 \cdot \Delta h_{\text{SF,VF,ein}}^2} \\ &= \sqrt{(\varrho_{\text{SF,VF,aus}} (h_{\text{SF,VF,aus}} - h_{\text{SF,VF,ein}}))^2 \cdot \Delta \dot{V}_{\text{SF,VF,aus}}^2} \\ &\quad + \sqrt{(\dot{V}_{\text{SF,VF,aus}} (h_{\text{SF,VF,aus}} - h_{\text{SF,VF,ein}}))^2 \cdot \Delta \varrho_{\text{SF,VF,aus}}^2} \\ &\quad + \sqrt{(-\dot{V}_{\text{SF,VF,aus}} \cdot \varrho_{\text{SF,VF,ein}})^2 \cdot \Delta h_{\text{SF,VF,aus}}^2} \\ &\quad + \sqrt{(\dot{V}_{\text{SF,VF,aus}} \cdot \varrho_{\text{SF,VF,ein}})^2 \cdot \Delta h_{\text{SF,VF,ein}}^2} \\ &= 496 \text{ W}\end{aligned}\quad (\text{B.5})$$



Für die Messunsicherheit der elektrischen Verdichterleistung gilt:

$$\begin{aligned}\Delta P_{\text{el,EKV}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial P_{\text{el,EKV}}}{\partial U_{\text{EKV}}}\right)^2 \cdot \Delta U_{\text{EKV}}^2 + \left(\frac{\partial P_{\text{el,EKV}}}{\partial I_{\text{EKV}}}\right)^2 \cdot \Delta I_{\text{EKV}}^2} \\ &= \sqrt{(I_{\text{EKV}})^2 \cdot \Delta U_{\text{EKV}}^2 + (U_{\text{EKV}})^2 \cdot \Delta I_{\text{EKV}}^2} \\ &= 29 \text{ W}\end{aligned}\tag{B.6}$$

Daraus ergibt sich dann für die Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$  eine absolute Abweichung von:

$$\begin{aligned}\Delta COP_{\text{heiz}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial COP_{\text{heiz}}}{\partial \dot{Q}_{\text{heiz}}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{Q}_{\text{heiz}}^2 + \left(\frac{\partial COP_{\text{heiz}}}{\partial P_{\text{el,EKV}}}\right)^2 \cdot \Delta P_{\text{el,EKV}}^2} \\ &= \sqrt{\left(\frac{1}{P_{\text{el,EKV}}}\right)^2 \cdot \Delta \dot{Q}_{\text{heiz}}^2 + \left(-\frac{\dot{Q}_{\text{heiz}}}{P_{\text{el,EKV}}^2}\right)^2 \cdot \Delta P_{\text{el,EKV}}^2} \\ &= 0,19\end{aligned}\tag{B.7}$$

Tabelle B.3 fasst die berechneten Größen sowie deren absoluten und relativen Fehler zusammen:

**Tabelle B.3:** Absolute und relative Abweichung bei Anwendung des Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetzes für die Berechnungsgrößen Heizleistung am Verflüssiger  $\dot{Q}_{\text{heiz}}$ , elektrische Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters  $P_{\text{el,EKV}}$  und die Leistungszahl  $COP_{\text{heiz}}$ .

Berechnete Größe	Einheit	Wert	abs. Abweichung	rel. Abweichung
$\dot{Q}_{\text{heiz}}$	[W]	5707	$\pm 496 \text{ W}$	$\pm 8,7 \%$
$P_{\text{el,EKV}}$	[W]	2551	$\pm 29 \text{ W}$	$\pm 1,1 \%$
$COP_{\text{heiz}}$	[-]	2,23	$\pm 0,19$	$\pm 8,8 \%$

Während die Messunsicherheit bei der elektrischen Leistungsaufnahme des Kältemittelverdichters aufgrund der im Versuchsaufbau verwendeten Messtechnik sehr gering ist, muss bei der Berechnung der am Verflüssiger an das Sekundärkreislauffluid übertragenen Heizleistung eine größere Abweichung angenommen werden. Dies ist vor allem mit der Unsicherheit bei der Temperaturmessung zu erklären.



## C Herleitung der thermodynamischen Temperatur $T_m$ für die Entropieanalyse

Im Folgenden wird die Berechnung von  $T_m$  beschrieben. Nach [WKW13] lässt sich die Enthalpie mit der inneren Energie, dem Druck und dem Volumen ausdrücken

$$H = U + pV \quad (\text{C.1})$$

Beim Differenzieren dieser Beziehung C.1 für die Enthalpie und Einsetzen der durch die Gibb'sche Fundamentalgleichung gegebenen Beziehung für  $dU$  ergibt sich für einen Reinstoff der folgende Ausdruck für das Differential der Enthalpie:

$$dH = TdS - pdV \quad (\text{C.2})$$

Somit ist die Enthalpie eines Reinstoffes als Funktion von Entropie und Druck  $H = H(S, p)$  eine Zustandsgröße, für die allgemein ein vollständiges Differential gebildet werden kann.

$$dH = \left( \frac{\partial H}{\partial S} \right)_p dS + \left( \frac{\partial H}{\partial p} \right)_S dp \quad (\text{C.3})$$

Unter Annahme einer isobaren Zustandsänderung des Fluids im Wärmeübertrager ergibt sich nun mit Hilfe eines Koeffizientenvergleichs der beiden Gleichungen C.2 und C.3 die Beziehung für die mittlere Fluidtemperatur, bei welcher der Wärmeübergang  $dQ$  im Wärmeübertrager stattfindet.

$$T_m = \frac{\partial H}{\partial S} \quad (\text{C.4})$$



## D Wärmeübergangskoeffizient der umströmten Leitungen im Vorderwagen

Annahmen für die Herleitung des luftseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nach Gnielinski [Gni13a]:

- Anströmgeschwindigkeit  $v_L = 7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$
- Außendurchmesser der umströmten Leitung  $d_{\text{Ltg,aussen}} = 24 \text{ mm}$

Für die Berechnung der Nusseltzahl gilt:

$$Nu_{l,0} = 0,3 + \sqrt{Nu_{l,\text{lam}}^2 + Nu_{l,\text{turb}}^2} \quad (\text{D.1})$$

mit

$$Nu_{l,\text{lam}} = 0,664 \sqrt{Re_1} \sqrt[3]{Pr} \quad (\text{D.2})$$

und

$$Nu_{l,\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_1^{-0,1} \cdot (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad (\text{D.3})$$

Weiterhin gilt:

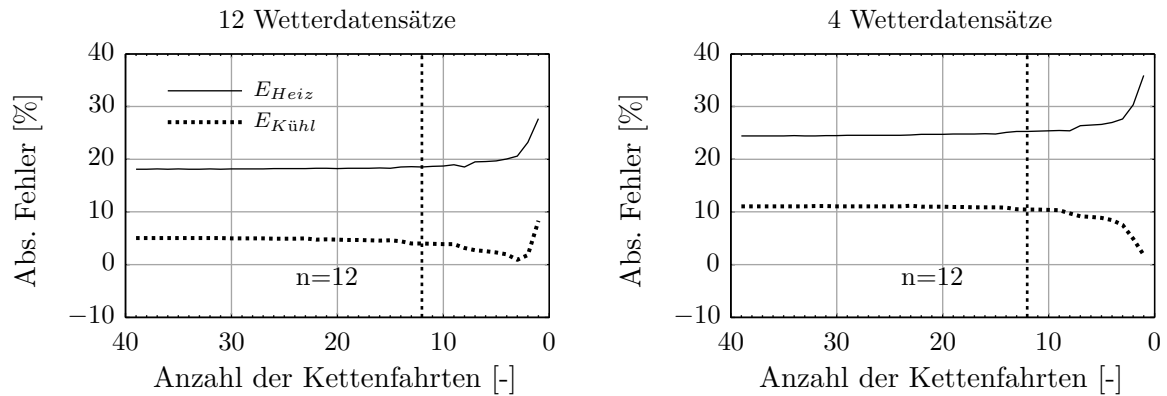
$$Nu_l = \frac{\alpha \cdot l}{\lambda} \quad (\text{D.4})$$

$$Re_1 = \frac{v_L \cdot l}{\nu}; 10 < Re_1 < 10^7 \quad (\text{D.5})$$

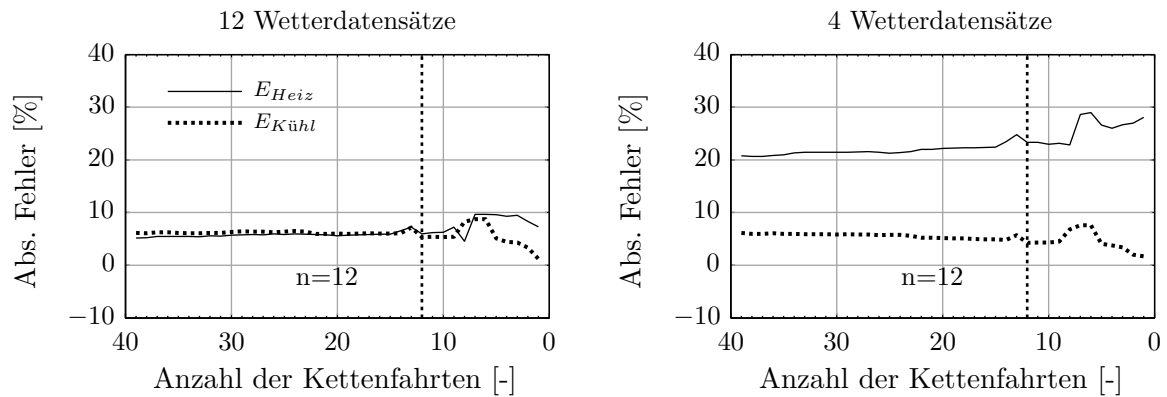
$$0,6 < Pr < 1000 \quad (\text{D.6})$$



## E Fehleranalyse für die neuartige Bewertungsmethodik



**Abbildung E.1:** Fehler bei der Berechnung des Innenraumenergiebedarfs im Vergleich zur Monte-Carlo-Simulation unter Nutzung einer reduzierten Anzahl an ermittelten Kettenfahrten unter Hinzunahme von zwölf und vier Klimadatensätzen.



**Abbildung E.2:** Fehler bei der Berechnung der Änderung des Innenraumenergiebedarfs beim Erhöhen der Innenraumsolltemperatur von 21 °C auf 23 °C im Vergleich zur Monte-Carlo-Simulation unter Nutzung einer reduzierten Anzahl an ermittelten Kettenfahrten unter Hinzunahme von zwölf und vier Klimadatensätzen.





# Nomenklatur

## Abkürzungen

Abkürzung	Bedeutung
AGB	Ausgleichsbehälter
BEV	Battery Electric Vehicle (batterieelektrisch betriebenes Fahrzeug)
BPHE	Brazed Plate Heat Exchanger (gelöteter Plattenwärmeübertrager)
CNG	Compressed Natural Gas (komprimiertes Erdgas)
COP	Coefficient Of Performance (Leistungszahl)
DIN	Deutsches Institut für Normung
EPA	Environmental Protection Agency
EU	Europäische Union
FCKW	Fluorchlorkohlenwasserstoff
GWP	Global Warming Potential (Erderwärmungspotential)
IRDC	Integrated Receiver Dryer Condenser
KBA	Kraftfahrtbundesamt
MPET	Multi Port Extruded Tube
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
NHTS	National Household Travel Survey
ODP	Ozone Depleting Potential (Ozonabbaupotential)
PCM	Phase Change Material (Phasenwechselmaterial)
PHEV	Plug-In Hybrid Electric Vehicle (Plug-In Hybrid-Fahrzeug)
Pkw	Personenkraftwagen
PTC	Positive Temperature Coefficient
SNAP	Significant New Alternative Policy
UEG	Untere Explosionsgrenze
VDA	Verband der Automobilindustrie

## Lateinische Buchstaben

Parameter	Bezeichnung	Einheit
$A$	Fläche	$[m^2]$
$\hat{a}$	Amplitude	$[m]$
$B$	Breite	$[m]$
$c$	Spezifische Wärmekapazität	$[\frac{J}{kg\ K}]$
$d$	Durchmesser	$[m]$
$E$	Energie	$[J]$
$Gr$	Grashof-Zahl	$[-]$
$h$	Spezifische Enthalpie	$[\frac{J}{kg}]$
$H$	Enthalpie	$[J]$
$I$	Elektrischer Strom	$[A]$
$L$	Länge	$[m]$
$m$	Masse	$[kg]$
$\dot{m}$	Massenstrom	$[\frac{kg}{s}]$
$n$	Drehzahl	$[\frac{1}{s}]$
$Nu$	Nusselt-Zahl	$[-]$
$P$	Leistung	$[W]$
$Pr$	Prandtl-Zahl	$[-]$
$q$	Spezifische Wärme	$[\frac{J}{kg}]$
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	$[\frac{W}{m^2}]$
$\dot{Q}$	Wärmeleistung	$[W]$
$r$	Radius	$[m]$
$R$	spezifische Gaskonstante eines Stoffes	$[\frac{J}{kg\ K}]$
$Re$	Reynoldszahl	$[-]$
$s$	Spezifische Entropie	$[\frac{J}{kg\ K}]$
$S$	Entropie	$[\frac{J}{K}]$
$t$	Zeit	$[s]$
$T$	Temperatur	$[K]$
$U$	Elektrische Spannung	$[V]$
$v$	Geschwindigkeit	$[\frac{m}{s}]$

$w$	Spezifische Arbeit	$\left[ \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right]$
$x$	Wasserbeladung der feuchten Luft	$\left[ \frac{\text{kg}}{\text{kg}} \right]$
$X$	Wellenzahl	$[-]$
$z$	Relative Ventilstellung	$[-]$

## Griechische Buchstaben

Parameter	Bezeichnung	Einheit
$\alpha$	Wärmeübertragungskoeffizient	$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$
$\beta$	Wärmeausdehnungskoeffizient	$\left[ \frac{1}{\text{K}} \right]$
$\gamma$	Einschnürzahl	$[-]$
$\Delta$	Differenz	$[-]$
$\eta$	dynamische Viskosität	$\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m s}} \right]$
$\lambda$	Wärmeleitfähigkeit	$\left[ \frac{\text{W}}{\text{m K}} \right]$
$\Lambda$	Wellenlänge	$[\text{m}]$
$\nu$	kinematische Viskosität	$\left[ \frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$
$\xi$	Druckverlustbeiwert	$[-]$
$\varrho$	Dichte	$\left[ \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
$\varphi$	Relative Luftfeuchtigkeit	$[\%]$
$\Phi$	Flächenvergrößerungsfaktor	$[-]$
$\omega$	Gewichtungsfaktor	$[-]$

## Indizes

Parameter	Bezeichnung
ä	äquivalent
Antr	Antriebsstrang
aus	im Austrittszustand
AWÜ	Außenwärmeübertrager
BAT	Batterie
D	Dampf, insbesondere Wasserdampf

## Nomenklatur

eff	effektiv
ein	im Eintrittszustand
el	elektrisch
EM	elektrische Maschine
EKV	elektrischer Kältemittelverdichter
EXV	elektrisches Expansionsventil
f	flüssig, bezogen auf den flüssigen Anteil
g	gasförmig, bezogen auf den gasförmigen Anteil
GK	Gaskühler
heiz	die Heizleistung betreffend
HD	Hochdruck
HWÜ	Heizungswärmeübertrager
hyd	hydraulisch
irr	irreversibel
Iso	Isolierung
IWÜ	Innerer Wärmeübertrager
K	den Stofftransport betreffend
KM	Kältemittel
krit	kritisch
kühl	die Kühlleistung betreffend
KWÜ	Kühlungswärmeübertrager
L	Luft
LE	Leistungselektronik
Ltg	Leitung
max	maximal
mech	mechanisch
min	minimal
ND	Niederdruck
opt	optimal
p	bei konstantem Druck (isobar)
P	Platte
Q	den Wärmetransport betreffend

Rückl	Rücklauf
s	im Sättigungszustand
SF	Sekundärkreislauffluid
SM	Kältemittelsammler
sol	solar
t	technisch
Tr	Tripelpunkt
Umg	Umgebung
Uml	Umluft
unterk	unterkühlt
überh	überhitzt
v	bei konstantem Volumen (isochor); Verdampfung
VD	Verdampfer
VF	Verflüssiger
Vorl	Vorlauf
W	flüssiges Wasser
WÜ	Wärmeübertrager



# Literaturverzeichnis

- [AC02] ADIPRASITO, B.; CAESAR, R.: Pro and Con Finding The New Refrigerant, *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2002
- [AD59] AKERS, W. W.; DEANS, H. A. AND CROSSER, O. K.: Condensation Heat Transfer within Horizontal Tubes, *Chemical engineering progress symposium series abstracts*, 1959
- [Aga98] AGARWAL, R. S.: Hydrocarbon Blends and Blends of HFC-134a-HC600a as Drop In Refrigerants for Small Capacity Commercial Refrigeration Appliance - An Experimental Study, *7th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 1998
- [Agu+06] AGUILAR, J.; CÄSAR, R.; KÖHLER, J.; TEGETHOFF, W.: Wege zur Modellierung von thermostatischen Expansionsventilen, *KI Luft- und Kältetechnik* 42 (1/2), 2006
- [Agu09] AGUILAR, J.: *Untersuchungen zu thermostatischen Expansionsventilen*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2009
- [ALD11] AYAD, F.; LEITZEL, L.; DI SCIULLO, F.: Numerical and experimental study of a secondary cooling loop including a liquid cooled charge air cooler and a liquid cooled condenser, *4th European Workshop - Mobile Air Conditioning and Vehicle Thermal Systems*, Turin, Italien, 2011
- [AM13] AGRAWAL, M. K.; MATANI, A. G.: Evaluation of Vapour Compression Refrigeration System using Different Refrigerants, *International Journal of Engineering and Innovative Technology* 2 (9), 2013
- [And04] ANDRE, M.: The ARTEMIS European driving cycles for measuring car pollutant emissions, *Science of The Total Environment* 334–335, 2004, DOI: 10.1016/j.scitotenv.2004.04.070
- [Ap07] AP, N. S.: UltimateCooling System Application for R134a and R744 Refrigerant, *SAE Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2007
- [AS02] ANDERSEN, S. O.; SARMA, K. M.: *Protecting the ozone layer, The United Nations history*, London, 2002
- [ASH13] ASHRAE (Hrsg.): *ANSI/ASHRAE Standard 34-2013*, 1. Nov. 2013
- [BAS15] BASF SE: *G40 Datenblatt*, 2015
- [Bau10] BAUMGART, R.: *Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs durch Optimierung von Pkw-Klimaanlagen*, Dissertation, Technische Universität Chemnitz, 2010

- [BBP11] BENOUALI, J.; BEAUVIS, R.; PETITJEAN, C.: R-1234yf A/C system improvements & further link to engine cooling loop, *4th European Workshop - Mobile Air Conditioning and Vehicle Thermal Systems*, Turin, Italien, 2011
- [BC64] BOX, G. E. P.; COX, D. R.: An Analysis of Transformations, *Journal of the Royal Statistica Society. Series B (Methodological)* 26 (2), 1964
- [BGB06] BGBL: *Verordnung über Stoffe, die die Ozonschicht schädigen*, Chemikalien-Ozonschichtverordnung - ChemOzonSchichtV, hrsg. von BGBL I, 4., 13. Nov. 2006
- [BGB91] BGBL: *Verordnung zum Verbot von bestimmten die Ozonschicht abbauenden Halogenkohlenwasserstoffen*, FCKWHalonVerbV, hrsg. von BGBL I 1991, 1., 6. Mai 1991
- [BGF11] BANDHAUER, T. M.; GARIMELLA, S.; FULLER, T. F.: A Critical Review of Thermal Issues in Lithium-Ion Batteries, *Journal of The Electrochemical Society* 158 (3), 2011, DOI: 10.1149/1.3515880
- [BK12] BAEHR, H. D.; KABELAC, S.: *Thermodynamik, Grundlagen und technische Anwendungen*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2012
- [Boc09] BOCKHOLT, M.: *Dynamische Optimierung von mobilen CO<sub>2</sub>-Klimaanlagen mit innovativen Komponenten*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2009
- [Böt06] BÖTTCHER, C.: *Wasserspeicherung in einem Pkw-Klimagerät*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2006
- [BS13] BAEHR, H.; STEPHAN, K.: *Wärme- und Stoffübertragung*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013
- [BT10] BENNION, K.; THORNTON, M.: Integrated Vehicle Thermal Management for Advanced Vehicle Propulsion Technologies, *SAE Technical Paper 2010-01-0836*, 2010, DOI: 10.4271/2010-01-0836
- [BU14] BUNDESMINISTERIUM FÜR UMWELT, NATURSCHUTZ UND REAKTORSICHERHEIT; UMWELTBUNDESAMT: *Umweltbewusstsein in Deutschland 2014, Ergebnisse einer repräsentativen Bevölkerungsumfrage*, 2014
- [Bun10] BUNDESANSTALT FÜR MATERIALFORSCHUNG UND -PRÜFUNG: *Ignition behaviour of HFO1234yf, Final Test Report*, 2010
- [BYH00] BULLARD, C. W.; YIN, J. M.; HRNJAK, P. S.: Transcritical CO<sub>2</sub> Mobile Heat Pump and A/C System Experimental and Model Results, *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2000
- [Cha+14] CHARBONELLE, F.; JOUANNY, P.; SAAB, S.; GESSIER, B.: Wassergekühlte Kondensation für effizientes Energiemanagement, *Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (07-08), 2014
- [Cha07] CHASSEROT, M.: *Integrated approach to mobile air conditioning testing and labeling. Input to European Commissions's Public Consultation: reaching the 130 g/km objective through vehicle technology*, 2007



- [Cob+15] COBOURNE, D.; DEVOTTA, S.; HAMED, S.; KELLER, F.; KAIBARA, M.; LI, T. X.; RAJANDRAN, R.; OKADA, T.: Air-to-air air conditioners and heat pumps, UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (Hrsg.), *2014 Report of the Refrigeration, Air, Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, Nairobi, Kenia, 2015
- [Das13] DASSAULT SYSTEMES S. A.: *Dymola, Version 2014 FD01*, 2013
- [DB30] DITTUS, F. W.; BÖLTER, L. M. K.: Heat Transfer in Automobile radiators of the turbular type, *University of California Publications in Engineering* 2, 1930
- [Deh03] DEH, U.: *Kfz-Klimaanlagen*, Vogel-Fachbuch Service-Fibel, Würzburg: Vogel, 2003
- [Deu11] DEUTSCHE UMWELTHILFE: *Das Kältemittel 1234yf - ein Faktenblatt*, 2011
- [Deu12a] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.): *Kälteanlagen und Wärmepumpen - Sicherheitstechnische und umweltrelevante Anforderungen, DIN EN 378-1:2012-08*, Norm, 2012
- [Deu12b] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.): *Stellventile für die Prozessregelung - Teil 2-1: Durchflusskapazität - Bemessungsgleichungen für Fluide unter Betriebsbedingungen, DIN EN 60534-2-1*, Norm, 2012
- [Deu15a] DEUTSCHE AUTOMOBIL TREUHAND GMBH: *DAT Report 2015*, Ostfildern, 2015
- [Deu15b] DEUTSCHER BUNDESTAG, PuK 2 - PARLAMENTSNACHRICHTEN: *Einsatz des Kältemittels R1234yf*, 18. Aug. 2015
- [Deu98] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.): *Systemfließbilder und Rohrleitungs- und Instrumentenfließbilder - Gestaltung und Symbole, DIN EN 1861:1998*, Norm, 1998
- [Deu99] DEUTSCHES INSTITUT FÜR NORMUNG (Hrsg.): *Grundlagen der Messtechnik, Teil 4: Auswertung von Messungen, Messunsicherheit, DIN 1319-4*, Norm, 1999
- [DHK58] DE BEAUBIEN, W. J.; HOLMES, J. R.; KAISER, H. S.: *Vehicle Air Conditioning System*, US2831327, Patent, Anmeldedatum: 07.09.1955
- [Di +11] DI SCIULLO, F.; FERRARIS, W.; MALVICINO, C.; VESTRELLI, F.; BELTRAMELLI, F.: Two Levels Cooling (Smart Cooling), Applications to B-segment vehicle, *4th European Workshop - Mobile Air Conditioning and Vehicle Thermal Systems*, Turin, Italien, 2011
- [DK00] DONOWSKI, V. D.; KANDLIKAR, S. G.: Correlating evaporation heat transfer coefficient of refrigerant R-134a in a plate heat exchanger, *Boiling 2000 - Phenomena & emerging applications*, Anchorage (AK), USA, 2000

- [DPŠ09] DOVIĆ, D.; PALM, B.; ŠVAIĆ, S.: Generalized correlations for predicting heat transfer and pressure drop in plate heat exchanger channels of arbitrary geometry, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (19-20), 2009, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.03.074
- [dSp12] dSPACE GMBH: *ControlDesk: Version 4.2.1*, 2012
- [dSp13] dSPACE GMBH: *Product Brochure MicroAutoBox II*, 2013
- [Dur+09] DURMUŞ, A.; BENLİ, H.; KURTBAŞ, İ.; GÜL, H.: Investigation of heat transfer and pressure drop in plate heat exchangers having different surface profiles, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 52 (5-6), 2009, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.07.052
- [Dut02] DUTHIE, G. S.: Average Mobile A/C Customer Usage Model: Development and Recommendation, *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2002
- [EAR14a] ELDEEB, R.; AUTE, V.; RADERMACHER, R.: A Model for Performance Prediction of Brazes Plate Condensers with Conventional and Alternative Lower GWP Refrigerants, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 2014
- [EAR14b] ELDEEB, R.; AUTE, V.; RADERMACHER, R.: A Survey of Correlations for Heat Transfer and Pressure Drop During Evaporation in Plate Heat Exchanger, *11th IIR-Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, Hangzhou, China, 2014
- [EHR13] EISELE, M.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.: Utilization of Ice Storage in Secondary Loop Automotive Air-Conditioning Systems, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 6 (2), 2013, DOI: 10.4271/2013-01-0235
- [Eis12] EISELE, M.: *Transient Performance Evaluation of Automotive Secondary Loop Systems*, Dissertation, University of Maryland (MD), USA, 2012
- [End12] ENDRESS+HAUSER: *Technische Information Proline Promass 80A, 83A*, 2012
- [End14] ENDRESS+HAUSER: *Technische Information Proline Promag 50H, 53H*, 2014
- [Ent+14] ENTHALER, A.; WEUSTENFELD, T. A.; GAUTERIN, F.; KÖHLER, J.: Thermal management consumption and its effect on remaining range estimation of electric vehicles, *IEEE 3rd International Conference on Connected Vehicles and Expo (ICCVE)*, Wien, Österreich, 2014
- [EU 98] EU PARLIAMENT: *Directive 98/69/EC of the European Parliament and of the Council*, 1998
- [Eur03] EUROPEAN COMMISSION: *How to considerably reduce greenhouse gas emissions due to mobile air conditioners*, 2003

- [Eur06] EUROPEAN UNION: *Directive 2006/40/EC of the European Parliament and of the Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC*, Official Journal of the European Union, 2006
- [Eur15] EUROPEAN COMMISSION: *Technical Guidelines for the preparation of applications for the approval of innovative technologies pursuant to Regulation (EC) No 443/2009 and Regulation (EU) No 510/2011, Draft*, 2015
- [Fel+14] FELLER, M.; LUX, K.; HOHENSTEIN, C.; KORNATH, A.: Structure and Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (HFO-1234yf), *Zeitschrift für Naturforschung B* 69 (4), 2014, DOI: 10.5560/znb.2014-4017
- [FG07] FIETZ, M.; GRAAF, M.: Verbesserte Kraftstoffeffizienz bei Kleinwagen durch R744 Klimaanlage, *DKV-Tagung*, Hannover, 2007
- [FGS85] FARMAN, J. C.; GARDINER, B. G.; SHANKLIN, J. D.: Large losses of total ozone in Antarctica reveal seasonal ClO<sub>x</sub>/NO<sub>x</sub> interaction, *Nature* 315 (3), 1985, DOI: 10.1038/315207a0
- [For+07] FORSTER, P.; RAMASWAMY, V.; ARTAXO, P.; BERNTSEN, T.; BETTS, R.; FAHEY, D. W.; HAYWOOD, J.; LEAN, J.; LOWE, D. C.; MYHRE, G.; NGANGA, J.; PRINN, R.; RAGA, G.; SCHULZ, M.; VAN DORLAND, R.: Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing, SOLOMON, S.; QIN, D.; MANNIG, M.; CHEN, Z.; MARQUIS, M.; AVERYT, K. B.; TIGNOR, M.; MILLER, H. L. (Hrsg.), *Climate Change 2007, The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, Cambridge, Vereinigtes Königreich und New York (NY), USA: Cambridge University Press, 2007
- [FR00] FARRINGTON, R.; RUGH, J.: Impact of Vehicle Air-Conditioning on Fuel Economy, Tailpipe Emissions, and Electric Vehicle Range, *Earth Technology Forum*, Washington (DC), USA, 2000
- [GB11] GRAZ, M.; BUSSE, G.: Are high efficient HC's if accompanied with a safety system a possible alternative to R134a in MAC's, *ATMOsphere*, 2011
- [GC00] GERKEN, D. T.; CALHOUN, J.: Design Review of Cast Aluminum Scroll Compressor Components, *SAE Technical Paper 2000-01-0761*, 2000, DOI: 10.4271/2000-01-0761
- [GCB07] GHODBANE, M.; CRAIG, T. D.; BAKER, J. A.: *Demonstration of an Energy-Efficient Secondary Loop HFC-152a Mobile Air Conditioning System, Final Report for the U.S. Environmental Protection Agency*, 2007
- [GDT05] GRACE, I. N.; DATTA, D.; TASSOU, S. A.: Sensitivity of refrigeration system performance to charge levels and parameters for on-line leak detection, *Applied Thermal Engineering* 25 (4), 2005, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2004.07.008

- [GF13] GSCHIEDLE, R.; FISCHER, R.: *Fachkunde Kraftfahrzeugtechnik*, Haan-Gruiten: Verlag Europa-Lehrmittel, 2013
- [GH15] GORONCY, J.; HAMMER, H.: *Eingeheizt, Automobil Industrie* (1-2), 2015
- [Ghe13] GHEBRU, D.: *Modellierung und Analyse des instationären thermischen Verhaltens von Verbrennungsmotor und Gesamtfahrzeug*, Dissertation, Karlsruher Insitutut für Technologie, 2013
- [Gho00] GHODBANE, M.: On Vehicle Performance of Secondary Loop A/C System, *SAE Technical Paper 2000-01-1270*, 2000, DOI: 10.4271/2000-01-1270
- [Gho99] GHODBANE, M.: On-Vehicle Performance of a Secondary Loop System, Comparison to current system, *SAE Automotive Alternate Refrigerant Systems Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 1999
- [Gni13a] GNIELINSKI, V.: Querumströme einzelne Rohre, Drähte und Profilzylinder, VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.), *VDI Wärmeatlas*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3
- [Gni13b] GNIELINSKI, V.: Wärmeübertragung bei der Strömung durch Rohre, VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.), *VDI Wärmeatlas*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3
- [Gni76] GNIELINSKI, V.: New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow, *International Journal of Chemical Engineering* 16 (2), 1976
- [Goo+98] GOOD, D. A.; FRANCISCO, J. S.; JAIN, A. K.; WUEBBLES, D. J.: Lifetimes and global warming potentials for dimethyl ether and for fluorinated ethers:  $CH_3OCF_3$  (E143a),  $CHF_2OCHF_2$  (E134),  $CHF_2OCF_3$  (E125), *Journal of Geophysical Research* 103 (D21), 1998
- [Hae12] HAERTOL CHEMIE GMBH: *Frostox SF-D12++ Sicherheitsdatenblatt*, 2012
- [Hae14] HAERTOL CHEMIE GMBH: *Frostox SF-D12++ Produktdatenblatt*, 2014
- [Hal12] HALL, O.: *System and device comprising a combined condenser and evaporator*, EP2174810B1, Anmeldedatum: 30.09.2009
- [Ham08] HAMMER, H.: *Common Spec Book for evaluating Refrigerant Systems*, Version 4, 2008
- [Hes00] HESSELGREAVES, J.: Rationalisation of second law analysis of heat exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 43 (22), 2000, DOI: 10.1016/S0017-9310(99)00364-6
- [Hes96] HESSE, U.: Secondary Refrigerant Systems for Supermarket Application with Brine or Carbon Dioxide, *8th Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 1996
- [Hit15] HITACHI INDUSTRIAL EQUIPMENT SYSTEMS: *Scroll compression principle*, 2015
- [HMS12] HERING, E.; MARTIN, R.; STOHRER, M.: *Physik für Ingenieure*, Springer-Verlag, 2012

- [Hoa13] HOARE, B.: Natural Refrigerants - An Update from Down Under, *ATMOsphere*, Bangkok, Thailand, 2013
- [Hom15] HOMANN, G.: *Energieeffizientes Heizen eines E-Fahrzeugs*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2015
- [Hua10] HUANG, J.: *Performance Analysis of Plate Heat Exchanger used as Refrigerant Evaporators*, Dissertation, University of Witwatersrand, Johannesburg, Südafrika, 2010
- [IMM04] ISHIKAWA, M.; MATSUNO, T.; MIYAGAWA, K.: Improvement of Power Saving in R134a Air-Conditioning Systems, *SAE Automotive Refrigerant and System Efficiency Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2004
- [Ins15] INSTITUT FÜR ARBEITSSCHUTZ DER DEUTSCHEN GESETZLICHEN UNFALLVERSICHERUNG: *GESTIS-Stoffdatenbank*, 2015
- [Int11] INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION (Hrsg.): *Road vehicles - Refrigerant systems used in mobile air conditioning systems (MAC) - Safety requirements, ISO 13043:2011*, International Standard, 15. Apr. 2011
- [ixe13] IXETIC BAD HOMBURG GMBH: *Kompaktes Heiz-/Kühlmodul*, DE 20 2012 012 516 U1, Anmeldedatum: 24.02.2012
- [Jel+14] JELDEN, H.; PHILIPP, K.; WEISS, N.; KESSLER, A.: Der Plug-In Hybrid Des Modularen Querbaukastens von Volkswagen, *MTZ - Motortechnische Zeitschrift* 75 (4), 2014, DOI: 10.1007/s35146-014-0315-7
- [JHE05] JOKAR, A.; HOSNI, M. H.; ECKELS, S. J.: New Generation Integrated Automotive Thermal System, *SAE Technical Paper* 2005-01-3476, 2005, DOI: 10.4271/2005-01-3476
- [JHE06] JOKAR, A.; HOSNI, M. H.; ECKELS, S. J.: Dimensional analysis on the evaporation and condensation of refrigerant R-134a in minichannel plate heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 26 (17-18), 2006, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2006.03.015
- [Jin+09] JINGGANG, W.; XIAOXIA, G.; ZHENJIANG, Y.; FANG, L.: Study Of Operating Control Strategies For Hybrid Ground Source Heat Pump System With Supplemental Cooling Tower, *IITA International Conference on Services Science, Management and Engineering*, Zhangjiajie, China, 2009
- [JNC06] JASSIM, E. W.; NEWELL, T. A.; CHATO, J. C.: Refrigerant pressure drop in chevron and bumpy style flat plate heat exchangers, *Experimental Thermal and Fluid Science* 30 (3), 2006, DOI: 10.1016/j.expthermflusci.2005.05.008
- [JS07] JENSEN, J. B.; SKOGESTAD, S.: Optimal operation of simple refrigeration cycles Part I: Degrees of freedom and optimality of sub-cooling, *Journal Of Computers and Chemical Engineering* 31 (5-6), 2007, DOI: 10.1016/j.compchemeng.2006.12.003

- [Kai+12] KAISER, C.; FÖRSTERLING, S.; STRUPP, N. C.; LEMKE, N.; SONNEKALB, M.; KÖHLER, J.: Simulation zur verbrauchsorientierten Bewertung von Omnibus-Klimatisierungskonzepten, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*, Renningen: expert-Verlag, 2012
- [Kam+03] KAMPF, H.; SICKELMANN, M.; WALTER, C.; GERKEN, T.: Die Klimaanlage mit  $CO_2$  als Kältemittel, *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 106 (9), 2003, DOI: 10.1007/BF03223500
- [Kam+96] KAMPF, H.; FLIK, M.; KIES, A.; TAXIS-REISCHL, B.: Lastprofile zur Berechnung des Energieverbrauchs von Klimatisierungssystemen in Fahrzeugen, *VDI Berichte*, 1996
- [Kau08] KAUFFELD, M.: Trends und Perspektiven für Supermarkt-Kälteanlagen, *KI - Kälte, Luft, Klimatechnik*, 2008
- [Kaz06] KAZACHIKI, GEORGI S. AND HINDE, DAVID K.: Why Secondary-Coolant Systems for Supermarket Refrigeration?, *12th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 2006
- [KL14] KÖHLER, J.; LEMKE, N.: *Fahrzeugklimatisierung, Vorlesungsunterlagen TU Braunschweig*, 2014
- [KLL15] KISS, T.; LUSTBADER, J.; LEIGHTON, D.: Modeling of an Electric Vehicle Thermal Management System in MATLAB/Simulink, *SAE Technical Paper 2015-01-1708*, 2015, DOI: 10.4271/2015-01-1708
- [KMD94] KIM, M. S.; MULROY, W. J.; DIDION, D. A.: Performance Evaluation of Two Azeotropic Refrigerant Mixtures of HFC-134a With R-290 (Propane) and R-600a (Isobutane), *Journal of Energy Resources Technology* 116 (2), 1994
- [Köh+15] KÖHLER, J.; AGARWAL, R.; CERMAK, R.; CHEN, J.; GODWIN, D.; MALVICINO, C.: Vehicle Air Conditioning, UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (Hrsg.), *2014 Report of the Refrigeration, Air, Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, Nairobi, Kenia, 2015
- [Köh14] KÖHLER, J.: *Wärme- und Stoffübertragung, Vorlesungsunterlagen TU Braunschweig*, 2014
- [Kon+11] KONZ, M.; LEMKE, N.; FÖRSTERLING, S.; EGHTESSAD, M.: Spezifische Anforderungen an das Heiz- Klimasystem elektromotorisch angetriebener Fahrzeuge, *FAT-Schriftenreihe* 233, 2011
- [Kör13] KÖRNER, J. E.: *Niedertemperatur-Abwärmennutzung mittels Organic-Rankine-Cycle im mobilen Einsatz*, Dissertation, Universität Rostock, 2013
- [Kow+12] KOWSKY, C.; WOLFE, E.; LEITZEL, L.; ODDI, F.: Unitary HPAC Systems, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 5 (2), 2012
- [KRA06] KEIR, M.; RASMUSSEN, B.; ALLEYNE, A.: Improving Energy Efficiency in Automotive Vapor Compression Cycles through Advanced Control Design, *SAE Technical Paper 2006-01-0267*, 2006, DOI: 10.4271/2006-01-0267

- [Kra13] KRAFTFAHRT-BUNDESAMT: *Projektbericht über Versuche mit Fahrzeugen zur Entflammung und HF-Exposition mit Fahrzeugklimaanlagen bei Verwendung von R1234yf*, 2013
- [KST09] KOSSEL, R.; STRUPP, N. C.; TEGETHOFF, W.: Effects of Tool Coupling on Transient Simulation of a Mobile Air-Conditioning Cycle, *7th International Modelica Conference*, Como, Italien, 2009
- [Kuh+01] KUHN, P.; GRAZ, M.; OBRIST, F.; PARSCH, W.; RINNE, F.: Kohlendioxid-R744 als Kältemittel in Fahrzeug-Klimaanlagen, *Automobiltechnische Zeitschrift* 103 (12), 2001
- [Lem10] LEMIEUX, C.: *Monte Carlo and Quasi-Monte Carlo sampling*, New York (NY), USA: Springer-Verlag, 2010
- [Lem15] LEMKE, J.: *Energetische Bewertung von Pkw-Klimaanlagensystemen mit Sekundärkreisläufen*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2015
- [Lin+14] LING, J.; EISELE, M.; QIAO, H.; AUTE, AUTE, VIKRANT; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.: Transient Modeling and Validation of an Automotive Secondary Loop Air-Conditioning System, *SAE Technical Paper* 2014-01-0647, 2014, DOI: 10.4271/2014-01-0647
- [LJ12] LEE, Y.; JUNG, D.: A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications, *Journal of Applied Thermal Engineering* 35, 2012, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2011.09.004
- [LLK12] LEMKE, N. C.; LEMKE, J.; KOEHLER, J.: Secondary Loop Systems for Automotive HVAC Units under different Climatic Conditions, *14th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 2012
- [Lon08] LONGO, G. A.: Refrigerant R134a condensation heat transfer and pressure drop inside a small brazed plate heat exchanger, *International Journal of Refrigeration* 31 (5), 2008, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.017
- [Lon10] LONGO, G. A.: Heat transfer and pressure drop during HFC refrigerant saturated vapour condensation inside a brazed plate heat exchanger, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53 (5-6), 2010, DOI: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2009.11.003
- [Lon12] LONGO, G. A.: Hydrocarbon Refrigerant Vaporization Inside a Brazed Plate Heat Exchanger, *Journal of Heat Transfer* 134 (10), 2012, DOI: 10.1115/1.4006817
- [Lor13] LOREK, F.: Keine Angst vor der Kältewelle, *Automobil Produktion* (10), 2013
- [Low13] LOW, R. E.: *Development and Evaluation of AC5 and AC6 Refrigerants for MAC Applications*, A White Paper produced by the SAE MRB Cooperative Research Programme, 2013

- [Low14] LOW, R. E.: Experiences in Development of Blend Refrigerants for Mobile Air Conditioning (MAC) Applications, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 2014
- [LPB93] LORENTZEN, G.; PETTERSEN, J.; BANK, R. R.: *Method and device for high side pressure regulation in transcritical vapor compression cycle*, US5245836A1, Patent, Anmeldedatum: 02.07.1991
- [LR14] LEIGHTON, D.; RUGH, J. P.: EDV Range Improvement Using a Combined Fluid Loop Thermal Management Strategy, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 2014
- [LZJ00] LIAO, S.; ZHAO, T. S.; JAKOBSEN, A.: A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles, *Applied Thermal Engineering* 20 (9), 2000, DOI: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8
- [Mac04] MACLAINE-CROSS, I. L.: Usage and risk of hydrocarbon refrigerants in motor cars for Australia and the United States, *International Journal of Refrigeration* 27 (4), 2004, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.01.003
- [Mac67] MACQUEEN, J.: Some Methods for Classification and Analysis of Multivariate Observations, *Proceedings of the 5-th Berkeley Symposium on Mathematical and Statistics and Probability*, 1967
- [Mal+12] MALVICINO, C.; DI SCIULLO, F.; FERRARIS, W.; VESTRELLI, F.; BELTRAMELLI, F.: Advanced Dual Level Vehicle Heat Rejection System for Passenger Cars, *SAE International Journal of Engines*, 2012, DOI: 10.4271/2012-01-1204
- [Mar13] MARTIN, H.: Druckverlust und Wärmeübergang in Plattenwärmeübertragern, VEREIN DEUTSCHER INGENIEURE (Hrsg.), *VDI Wärmeatlas*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3\_{\_}111
- [Mas+09] MASTRULLO, R.; MAURO, A. W.; ROSATO, A.; VANOLI, G. P.: Comparison of R744 and R134a heat transfer coefficients during flow boiling in a horizontal circular smooth tube, *International Conference on Renewable Energies and Power Quality*, Valencia, Spanien, 2009
- [May98] MAYER, H.: Technischer Stand der Busklimatisierung, *KI Luft- und Kältetechnik* 34 (4), 1998
- [McA33] MCADAMS, W. H.: *Heat Transmission*, New York: McGraw-Hill, 1933
- [McE+98] MCENANEY, R. P.; BOEWE, D. E.; YIN, J. M.; PARK, Y. C.; BULLARD, C. W.: Experimental Comparison of Mobile A/C Systems When Operated With Transcritical CO<sub>2</sub> Versus Conventional R134a, *7th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 1998



- [McL+14] McLINDEN, M. O.; KAZAKOV, A. F.; STEVEN BROWN, J.; DOMANSKI, P. A.: A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants, *International Journal of Refrigeration* 38, 2014, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2013.09.032
- [MD13] MERCEDES-BENZ R&D; DAIMLER AG: *Daimler's Observations on Risk Assessments of R1234yf*, 2013
- [MDR10] MALVICINO, C.; DI SCIULLO, F.; ROSTAGNO, M.: Compact Refrigeration Unit for Mobile Air Conditioning, *Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology Conference*, Stockholm, Schweden, 2010
- [Mem+05] MEMORY, S.; YIN, J.-M.; COLLIER, S.; GUNTER, M.; HRNJAK, P.; PEUKER, S.; ELBER, S.; MANZIONE, J.; SCHULTZ, N.; DOLNEY, J.: Using R744 (CO<sub>2</sub>) to Cool an Up-Armored M1114 HMMWV, *SAE Technical Paper* 2005-01-2024, 2005, DOI: 10.4271/2005-01-2024
- [Men+14] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T. A.; STRASSER, K.; KÖHLER, J.: Reduktion der Kältemittelfüllmenge im Pkw durch den Einsatz von kompakten Kältemittelkreisläufen, *DKV-Tagung*, Düsseldorf, 2014
- [Men+15a] MENKEN, J. C.; BRUNNER, P.; LECHNER, B.; WEUSTENFELD, T. A.; KÖHLER, J.: Method for evaluationg real life energy consumption of vehicle thermal management systems, *28th International Conference on Efficiency, Cost, Optimization, Simulation and Environmental Impact of Energy Systems*, Pau, Frankreich, 2015
- [Men+15b] MENKEN, J. C.; KÖRNER, J. E.; WEUSTENFELD, T. A.; STRASSER, K.; KÖHLER, J.: Simulative Comparison of Conventional and Secondary Loop Automotive Refrigeration Systems, *Vehicle Thermal Management Systems Symposium and Exhibition*, Nottingham, England, 2015
- [Men+16] MENKEN, J. C.; RICKE, M.; WEUSTENFELD, T. A.; KÖHLER, J.: Simulative Comparison of Secondary Loop Automotive Refrigeration Systems with R134a and R744, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 9 (1), 2016, DOI: 10.4271/2016-01-9107
- [Met07] METEOTEST: *METEONORM-Datenbank*, Version 6.0, 2007
- [Mey08] MEYER, J.: R1234yf System Enhancements and Comparison to R134a, *SAE Alternative Refrigerant Systems Symposium*, Phoenix (AZ), USA, 2008
- [Min06] MINOR, B.: DuPont Next Generation Refrigerant, MAC Global Industry Solution, *SAE Alternate Refrigerant and System Efficiency Symposium*, Scottsdale (AZ), USA, 2006
- [MMW13] MENKEN, J. C.; MELLER, F.; WACHSMANN, E.-P.: *Klimaanlage für ein Kraftfahrzeug*, DE 10 2012 010 697 A1, Anmeldedatum: 30.05.2012
- [MR74] MOLINA, M. J.; ROWLAND, F. S.: Stratospheric sink for chlorofluoromethanes chlorine atom-catalysed destruction of ozone, *Nature* 249 (5460), 1974
- [MS10] MALVICINO, C.; SECCARDINI, R.: Thermal Systems Integration for Fuel Economy - TIFFE, *Transportation Research Arena*, Brüssel, Belgien, 2010

- [MW14a] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T.: *Kältemittelverdichter einer Fahrzeuganlage*, DE 10 2014 017 795 A1, Anmeldedatum: 02.12.2014
- [MW14b] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T.: *Plattenwärmeübertrager einer Fahrzeugklimaanlage*, DE 10 2014 017 772 A1, Anmeldedatum: 02.12.2014
- [MW15] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T.: *Rotationsventil für ein Heiz- und Kühlsystem*, DE 10 2015 000 424 B3, Anmeldedatum: 14.01.2015
- [MWK14] MENKEN, J. C.; WEUSTENFELD, T. A.; KÖHLER, J.: Experimental Comparison of the Refrigerant Reservoir Position in a Primary Loop Refrigerant Cycle with Optimal Operation, *15th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 2014
- [Myh+13] MYHRE, G.; SHINDELL, D.; BREON, F.-M.; COLLINS, W.; FUGLESTVEDT, J.; HUANG, J.; KOCH, D.; LAMARQUE, J.-F.; LEE, D.; MENDOZA, B.; NAKAJIMA, T.; ROBOCK, A.; STEPHENS, G.; TAKEMURA, T.; ZHANG, H.: Anthropogenic and Natural Radiative Forcing, STOCKER, T. F.; QUIN, D.; PLATTNER, G.-K.; TIGNOR, M.; ALLEN, S. K.; BOSCHUNG, J.; NAUELS, A.; XIA, Y.; BEX, V., MIDGLEY, P.M. (Hrsg.), *Climate Change 2013, The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change*, Cambridge, Vereinigtes Königreich und New York (NY), USA: Cambridge University Press, 2013
- [Nat11] NATIONAL INSTITUTE OF STANDARDS AND TECHNOLOGY, THERMOPHYSICAL PROPERTIES DIVISION: *REFPROP Stoffdaten*, 2011
- [Nav+13] NAVARRO-ESBRÍ, J.; MENDOZA-MIRANDA, J. M.; MOTA-BABILONI, A.; BARRAGÁN-CERVERA, A.; BELMAN-FLORES, J. M.: Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a vapor compression system, *International Journal of Refrigeration* 36 (3), 2013, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2012.12.014
- [Nie+07] NIELSEN, O. J.; JAVADI, M. S.; SULBAEK ANDERSEN, M. P.; HURLEY, M. D.; WALLINGTON, T. J.; SINGH, R.: Atmospheric chemistry of CF<sub>3</sub>CFCH<sub>2</sub>: Kinetics and mechanisms of gas-phase reactions with Cl atoms, OH radicals, and O<sub>3</sub>, *Chemical Physics Letters* 439 (1-3), 2007, DOI: 10.1016/j.cplett.2007.03.053
- [NZ13] NEUENDORF, R.; ZUCK, B.: Kühlung und Durchströmung, SCHÜTZ, T. (Hrsg.), *Hucho - Aerodynamik des Automobils*, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2013, DOI: 10.1007/978-3-8348-2316-8
- [OHS11] OLTERS DORF, T.; HENNINGER, S.; SCHNABEL, L.: *Verfahren zur Sicherung einer Vorrichtung für einen thermodynamischen Kreisprozess und abgesicherte Vorrichtung für einen thermodynamischen Kreisprozess*, DE 10 2011 116 863 A1, Anmeldedatum: 25.10.2011

- [Pal15] PALM, B.: *In short about R1234ze*, Royal Institute of Technology Stockholm, Department of Energy Technology, 2015, URL: <https://www.kth.se/en/itm/inst/energiteknik/forskning/ett/projekt/koldmedier-med-lag-gwp/low-gwp-news/kort-om-r1234ze-1.561807>
- [PD05] PHAM, D. T.; DIMOV, S. S. AND NGUYEN, C. D.: Selection of K in K-means clustering, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science* 219 (1), 2005, DOI: 10.1243/095440605X8298
- [PGH10] POLAND, J.; GROLL, E. A.; HORTON, W. T.: Energy Consumption and Performance of Supermarket Refrigeration Systems, *13th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue*, West Lafayette (IN), USA, 2010
- [PH96] PETTERSEN, J.; HAFNER, A.: Energetischer Wirkungsgrad und TEWI von CO<sub>2</sub>-Fahrzeug-Klimaanlagen, REICHELT, J. (Hrsg.), *Fahrzeugklimatisierung mit natürlichen Kältemitteln - auf Straße und Schiene*, 1. Aufl., Heidelberg: C. F. Müller, 1996
- [PHB08] PAPASAVVA, S.; HILL, W. R.; BROWN, R. O.: GREEN-MAC-LCCP: A Tool for Assessing Life Cycle Greenhouse Emissions of Alternative Refrigerants, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 1 (1), 2008
- [Pil06] PILSL, J.: Wasser als Wärmeübertrager, BECK, R.; GORBACH, P. (Hrsg.), *Handbuch der Temperierung mittels flüssiger Medien*, Heidelberg: Hüthig, 2006
- [Pis+14] PISCHINGER, S.; GENENDER, P.; KLOPSTEIN, S.; HEMKEMEYER, D.: Aufgaben beim Thermomanagement von Hybrid- und Elektrofahrzeugen, *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (4), 2014, DOI: 10.1007/s35148-014-0382-6
- [PJ09] PARK, Y.-G.; JACOBI, A. M.: Air-Side Heat Transfer and Friction Correlations for Flat-Tube Louver-Fin Heat Exchangers, *Journal of Heat Transfer* 131 (2), 2009, DOI: 10.1115/1.3000609
- [PKF14] PERAL-ANTUNEZ, E.; KIKUCHI, K.; FURUMAYA, T.: Renault & Nissan Overview on R-445A (AC6) as MAC Refrigerant, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 2014
- [PMR12] PMR: *Datenblatt für Druckmessumformer*, 2012
- [Pog+08] POGGI, F.; MACCHI-TEJEDA, H.; LEDUCQ, D.; BONTEMPS, A.: Refrigerant charge in refrigeration systems and strategies of charge reduction, *International Journal of Refrigeration* 31, 2008
- [PP12] PADMANABHAN, VENKATARAMANA MURTHY V.; PALANISAMY, S.: The use of TiO<sub>2</sub> nanoparticles to reduce refrigerator irreversibility, *Energy Conversion and Management* 59, 2012, DOI: 10.1016/j.enconman.2012.03.002

- [Prö09] PRÖLSS, K.: *Untersuchung von Energie- und Massespeichervorgängen in Pkw-Kälteanlagen*, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2009
- [PS14] POKLITAR, M.; SEYBOLD, L.: Crash Test with a Hot Operating Engine and R-1234yf MAC System, *SAE Technical Paper* 2014-01-0420, 2014, DOI: 10.4271/2014-01-0420
- [RAH13] RASTI, M.; AGHAMIRI, S. G.; HATAMIPOUR, M.-S.: Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a, *International Journal of Thermal Sciences* 74, 2013
- [Rai+06] RAISER, H.; HECKENBERGER, T.; TEGETHOFF, W.; KOEHLER, J.; FOERSTERLING, S.: Transient Behaviour of R744 Vehicle Refrigeration Cycles and the Influence of the Suction Side Accumulator Design, *SAE Technical Paper* 2006-01-0162, 2006, DOI: 10.4271/2006-01-0162
- [Rai05] RAISER, H.: *Untersuchungen des transienten Verhaltens von CO<sub>2</sub>-PKW-Klimaanlagen mit Niederdrucksammler*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2005
- [Rec14] RECKMANN GMBH: *Kalibrierschein mit Rückführungsnachweis für Mantelthermoelemente Typ K*, 2014
- [Rei+07] REICHELT, J.; STRASSER, K.; BRAUN, M.; RENG, M.: Der neue effiziente Kältemittel-Kreislauf im Audi A5, *KI - Kälte, Luft, Klimatechnik* (9), 2007
- [Rem08] REMUND, J.: Quality of Meteor Norm Version 6.0, *10th World Renewable Energy Conference*, Glasgow, Schottland, 2008
- [RH12] REDECKER, C.; HERWIG, H.: Assessing heat transfer processes: a critical view at criteria based on the second law of thermodynamics, *Forschung im Ingenieurwesen* 76 (3-4), 2012, DOI: 10.1007/s10010-012-0156-9
- [RK98] RIEHL, H.; KHELIFA, N.: *Klimaanlage für ein Fahrzeug mit einem Kältespeicher*, DE19860057A1, Anmeldedatum: 23.12.1998
- [RM09] RAVIKUMAR, T. S.; MOHAN LAL, D.: On-road performance analysis of R134a/R600a/R290 refrigerant mixture in an automobile air-conditioning system with mineral oil as lubricant, *Energy Conversion and Management* 50 (8), 2009
- [RPR10] RUMBOLZ, P.; PIESGA, A.; REUSS, H.-C.: Messung der Fahrzeug-internen Leistungsflüsse und der diese beeinflussenden Größen im "real-life" Fahrbetrieb, *VDI Tagung: Innovative Fahrzeugantriebe*, Dresden, 2010
- [SBG04] SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M.: Optimization of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 27 (8), 2004, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006

- [SBR06] SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; RAM GOPAL, M.: Simulation of a transcritical CO<sub>2</sub> heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications, *International Journal of Refrigeration* 29, 2006, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2005.12.006
- [Sch+13] SCHEDEL, F.; SUCK, G.; FÖRSTERLING, S.; TEGETHOFF, W.; KÖHLER, J.: Effizienzbewertung von Wärmepumpen in Hybridfahrzeugen mit Hilfe verlustbasierter Modellierung von Scrollverdichtern, *DKV-Tagung*, Hannover, 2013
- [Sch12] SCHEDEL, R.: R1234yf - Einführung mit Hindernissen, *Automobiltechnische Zeitschrift* 114 (3), 2012
- [Sch13] SCHULZE, C.: *A Contribution to Numerically Efficient Modelling of Thermodynamic Systems*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2013
- [Sey+14] SEYBOLD, L.; STYLES, B.; LAZARIDIS, I.; KNEUSELS, H.-J.: Vehicle Hot Surface Ignition and Mitigation Measures of R-1234yf Refrigerant for MAC Systems, *SAE Int. J. Trans. Safety* 2 (2), 2014, DOI: 10.4271/2014-01-0422
- [SFF14] SAMADANI, E.; FRASER, R.; FOWLER, M.: Evaluation of Air Conditioning Impact on the Electric Vehicle Range and Li-Ion Battery Life, *SAE Technical Paper 2014-01-1853*, 2014, DOI: 10.4271/2014-01-1853
- [SH13] SATZGER, P.; HERBOLZHEIMER, R.: *Heiz-/Kühlkreislauf für Fahrzeuge, insbesondere für Hybridfahrzeuge oder reine Elektrofahrzeuge*, DE 10 2012 208 992 A1, Anmeldedatum: 29.05.2012
- [Sha09] SHAH, R. K.: Automotive Air-Conditioning Systems—Historical Developments, the State of Technology, and Future Trends, *Heat Transfer Engineering* 30 (9), 2009, DOI: 10.1080/01457630802678193
- [Sha79] SHAH, M. M.: A General Correlation for Heat Transfer During Film Condensation Inside Pipes, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 22 (4), 1979
- [Shi+90] SHINE, K. P.; DERWENT, R. G.; WUEBBLES, D. J.; MORCRETT, J.-J.: Radiative forcing of climate, HOUGHTON, J. T.; JENKINS, G. J.; EPHRAUMS, J. J. (Hrsg.), *Climate Change: The Ipcc Scientific Assessment*, Cambridge, Vereinigtes Königreich und New York (NY), USA: Cambridge University Press, 1990
- [SJ10] SCHMIDT, H.; JOHANNSEN, R.: *Pilotprojekt zur Relevanzanalyse von Einflussfaktoren bei der Ermittlung der CO<sub>2</sub>-Emissionen und des Kraftstoffverbrauchs im Rahmen der Typgenehmigung von Pkw*, im Auftrag der Bundesanstalt für Straßenwesen, BASt. TÜV Nord, 2010
- [SL09] STRUPP, N. C.; LEMKE, N.: *Klimadaten und Nutzungsverhalten zu Auslegung, Versuch und Simulation an Kraftfahrzeug-Kälte-/Heizanlagen in Europa, USA, China und Indien*, FAT-Schriftenreihe 224, Forschungsvereinigung Autotomobiltechnik, 2009

- [SR13] STEINER, A.; RIEBERER, R.: Parametric analysis of the defrosting process of a reversible heat pump system for electric vehicles, *Applied Thermal Engineering* 61, 2013, DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2013.07.044
- [SS03] SHAH, R. K.; SEKULIĆ, D. P.: *Fundamentals of heat exchanger design*, Hoboken (NJ), USA: Wiley-Interscience, 2003
- [SS14] SUCK, G.; SPENGLER, C.: Lösungen für das Wärmemanagement von Batteriefahrzeugen, *Automobiltechnische Zeitschrift* 116 (07), 2014
- [Ste14] STEINER, A.: *Untersuchung von Konzepten zur Innenraumkonditionierung von Fahrzeugen mit Elektroantrieben unter Berücksichtigung des Energieverbrauchs*, Dissertation, Technische Universität Graz, 2014
- [Str+07] STRASSER, K.; BRAUN, M.; RENG, M.; MÖNKEDIEK, T.; MEIER, M.: Der Kältekreislauf des Audi A5, HOFHAUS, J. (Hrsg.), *PKW-Klimatisierung V, Effiziente Kältekreisläufe, Klimakonzepte für Hybridfahrzeuge und Strategien zur Komfortverbesserung*, Renningen: expert-Verlag, 2007
- [Str+09] STRUPP, N. C.; LEMKE, N. C.; TEGETHOFF, W.; KOSSEL, R.; KÖHLER, J.: Betriebsverhalten von Automobilverflüssigern, HOFHAUS, J. (Hrsg.), *PKW-Klimatisierung VI, Aktuelle Entwicklungen, Konzepte zur Reduzierung des Mehrverbrauchs, Klimatisierung von Hybridfahrzeugen*, Renningen: expert-Verlag, 2009
- [Str11] STRUPP, N. C.: *Betriebsverhalten von Verflüssigern in automobilen Kältekreisläufen*, Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 2011
- [Sty+14] STYLES, B.; SANTROCK, J.; VINCENT, C.; LEFFERT, M.; PUTCHA, N.: A Critical Assessment of Factors Affecting the Flammability of R-1234yf in a Frontal Collision, *SAE Int. J. Trans. Safety* 2 (1), 2014, DOI: 10.4271/2014-01-0419
- [SWM07] SUNDÉN, B.; WANG, L.; MANGLIK, R. M.: *Plate heat exchangers, Design, applications and performance*, Southampton, Vereinigtes Königreich und Boston (MA), USA: WIT Press, 2007
- [The10] THE MODELICA ASSOCIATION: *Modelica, Version 3.2*, 2010
- [Tho14] THORADE, M.: *Entropiebasierte Bewertungskriterien für den Wärmeübergang in Kraftwerksprozessen und ihre Relevanz für praktische Anwendungen*, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2014
- [Tis+09] TISCHENDORF, C.; JANOTTE, D.; FIOREZZANO, R.; TEGETHOFF, W.: Investigation of Energy Dissipation in an Ejector Refrigeration Cycle, *7th International Modelica Conference*, Como, Italien, 2009, S. 304–311, DOI: 10.3384/ecp09430090
- [TLK14] TLK-THERMO GMBH UND INSTITUT FÜR THERMODYNAMIK DER TU BRAUNSCHWEIG: *TIL-Suite 2014: Softwarepaket zur Simulation thermischer Systeme, Version 3.2.3*, 2014

- [UF11a] US DEPARTMENT OF TRANSPORTATION; FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION: *2009 National Household Travel Survey User's Guide*, 2011
- [UF11b] US DEPARTMENT OF TRANSPORTATION; FEDERAL HIGHWAY ADMINISTRATION: *National Household Travel Survey*, 2011
- [Umw10] UMWELTBUNDESAMT: *Fluorierte Treibhausgase vermeiden, Wege zum Ausstieg*, 2010
- [Uni87] UNITED NATIONS ENVIRONMENTAL PROGRAM: *Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*, Montreal, 1987
- [Uni95a] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (Hrsg.): *Regulation No. 110*, 16. Okt. 1995
- [Uni95b] UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE (Hrsg.): *Regulation No. 34*, 16. Okt. 1995
- [US 06] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: Fuel Economy Labeling of Motor Vehicle Revisions to Improve Calculation of Fuel Economy Estimates - Final Technical Support Document, 2006
- [US 07] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Report of the 14-15 August 2007 U. S. EPA Workshop on HFC-152a Secondary Loop Vehicle A/C Systems*, 2007
- [US 12a] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *EPA SC03 Supplemental Federal Test Procedure (SFTP) with Air Conditioning*, 2012
- [US 12b] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY (Hrsg.): *Protection of Stratospheric Ozone: Alternatives for the Motor Vehicle Air Conditioning Sector Under the Significant New Alternatives Policy SNAP Program*, Federal Register, 6. Juni 2012
- [US 13] US CENSUS BUREAU, POPULATION DIVISION: *Annual Estimates of the Population for the United States, Regions, States and Puerto Rico*, 2013
- [US 14] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Emission standard reference guide*, 2014
- [US 15a] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Detailed Questions About HC-12a ®, OZ-12 ®, DURACOOOL 12a ®, EC-12a, and other Flammable Hydrocarbon Refrigerants*, 2015
- [US 15b] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Ozone Layer Protection Glossary*, 2015
- [US 15c] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Substitutes in Motor Vehicle Air Conditioners*, 2015
- [US 15d] US ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY: *Unacceptable Substitute Refrigerants*, 2015
- [Ver05] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE (Hrsg.): *Standardaufheizung für Pkw mit 1 bis 2 Sitzreihen bei Niedriglastfahrrung 50km/h, ebene Strasse und Kaltstarttemperatur von -20 °C, VDA 220, VDA-Empfehlung*, 1. März 2005

- [VGK15] VARCHMIN, A.; GRÄBER, M.; KÖHLER, J.: Modeling and Validation of a Multiple Evaporator Refrigeration Cycle for Electric Vehicles, *Proceedings of the 11th International Modelica Conference*, Versailles, Frankreich, 2015
- [Von+15] VONSHILD, A.; CLODIC, D.; COLBOURNE, D.; CALM, J. M. HOURAHAN, G.: Refrigerants, UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (Hrsg.), *2014 Report of the Refrigeration, Air, Conditioning and Heat Pumps Technical Options Committee*, Nairobi, Kenia, 2015
- [Wan+10] WANG, K.; EISELE, M.; HWANG, Y.; RADERMACHER, R.: Review of secondary loop refrigeration systems, *International Journal of Refrigeration* 33 (2), 2010, DOI: 10.1016/j.ijrefrig.2009.09.018
- [Wei16] WEISSLER, P.: *EPA's 2021 A/C refrigerant rules accelerate R-1234yf changeover*, SAE Automotive Engineering, 2016
- [Wen13] WENTERODT, T.: *Die Bewertung und numerische Optimierung von Wärmeübertragern anhand einer Energieentwertungszahl*, Dissertation, Technische Universität Hamburg-Harburg, 2013
- [Weu+14] WEUSTENFELD, T. A.; MENKEN, J. C.; STRASSER, K.; KÖHLER, J.: Central Thermal Management for Electric Vehicles Using a Fully Integrated Primary Loop Refrigeration System, *Thermal Management Systems Symposium*, Denver (CO), USA, 2014
- [Weu17] WEUSTENFELD, T. A.: *Heiz- und Kühlkonzzept für ein batterieelektrisches Fahrzeug basierend auf Sekundärkreisläufen*, Dissertation (noch unveröffentlicht), Technische Universität Braunschweig, 2017
- [WF01] WENDLER, T.; FÖRSTERLING, S.: *Ökologische Bewertung von CO<sub>2</sub> als Kältemittel in Omnibusklimaanlagen, Ergänzung zum Abschlussbericht über ein Entwicklungsprojekt mit dem Titel "Entwicklung einer seriennahen CO<sub>2</sub> Omnibusklimaanlage", gefördert unter dem Aktenzeichen 10833 von der Deutschen Bundesstiftung Umwelt*, 2001
- [Win98] WINTERTON, R.: Where did the Dittus and Boelter equation come from?, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 41 (4-5), 1998, DOI: 10.1016/S0017-9310(97)00177-4
- [WKW13] WEIGAND, B.; KÖHLER, J.; WOLFERSDORF, J. v.: *Thermodynamik kompakt*, 3., Springer Vieweg, 2013
- [WOV97] WOBST, E.; OTTO, D.; VOLLMER, D.: *Anwendung brennbarer Kältemittel in Autoklimaanlagen*, FAT-Schriftenreihe 136, Forschungsvereinigung Automobiltechnik, 1997
- [WP99] WAGNER, W.; PRUSS, A.: The IAPWS Formulation 1995 for the Thermodynamic Properties of Ordinary Water Substance for General and Scientific Use, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 31 (2), 1999, DOI: 10.1063/1.1461829



- [WS83] WITTE, L. C.; SHAMSUNDAR, N.: A Thermodynamic Efficiency Concept for Heat Exchange Devices, *Journal of Engineering for Power* 105 (1), 1983, DOI: 10.1115/1.3227388
- [Yah12] YAHIA, M.: *Air-Conditioning System, notably a Motor Vehicle, Comprising an Air-Conditioning Loop and a Secondary Loop Collaborating with the Air-Conditioning Loop*, WO 2012/016856 A1, Anmeldedatum: 09.02.2012
- [Yin+99] YIN, J. M.; PETTERSEN, J.; MCENANEY, R.; BEAVER, A.: TEWI Comparison of R744 and R134a Systems for Mobile Air Conditioning, *SAE Technical Paper* 1999-01-0582, 1999
- [YSK01] YILMAZ, M.; SARA, O.; KARSLI, S.: Performance evaluation criteria for heat exchangers based on second law analysis, *Exergy, An International Journal* 1 (4), 2001, DOI: 10.1016/S1164-0235(01)00034-6
- [Zen+01] ZENG, X.; MAJOR, G. A.; HIRAO T.; SEKITA, M.; FUJITANI, M.: Automotive A/C System Integrated with Electrically-Controlled Variable Capacity Scroll Compressor and Fuzzy Logic Refrigerant Flow Management, *SAE Technical Paper* 2001-01-0587, 2001, DOI: 10.4271/2001-01-0587
- [Zho+12] ZHOU, W.; SCHÄPER, C.; ECKER, M.; FISCHER, T.; BOHMAN, C.; HÖRTH, L.; SAUER, D. U.: Thermisches und Lebensdauerbatteriemodell für die Konzeptuntersuchung eines Lithium-Ionen Batteriesystems als Wärmespeicher im Elektrofahrzeug, STEINBERG, P. (Hrsg.), *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs VIII*, Renningen: expert-Verlag, 2012
- [Zho10] ZHOU, P.: *Electrical Vehicle Thermal Management System*, US 2010/0025006 A1, Anmeldedatum: 07.10.2009
- [Zil+11] ZILIO, C.; BROWN, J. S.; SCHIOCHET, G.; CAVALLINI, A.: The refrigerant R1234yf in air conditioning systems, *Energy* 36 (10), 2011, DOI: 10.1016/j.energy.2011.08.002





